Proyectar es fácil

Mecánica

ediciones AFHA

Proyectar es fácil

Método ideado para aprender dibujo técnico por sí mismo

Proyectar es fácil

tomo III

Mecánica



El método de dibujo técnico comprende los siguientes títulos:

proyectar es fácil - dibujo técnico (tres tomos)

proyectar es fácil - proyectista en mecánica (tres tomos)

proyectar es fácil - proyectista en construcción (tres tomos)

C/. Maestro Nicolau, 4. Barcelona (6)
Novena edición: Agosto 1974
Depósito Legal: B. 18.248-1973 (III)
ISBN 84-201-0278-4 Obra completa
ISBN 84-201-0034-4 Tomo 3
Impreso en España
Printed in Spain
Impreso en EMOGRAPH, S. A.
Almirante Oquendo, 1-9. Barcelona (5)

prólogo

Le presentamos el último de los tres volúmenes que, dentro de la colección PROYECTAR ES FÁCIL, se han destinado a la especialidad del dibujo y cálculo de elementos de máquinas.
Para aquellos que nos hayan seguido a través de nuestras lecciones, las enseñanzas contenidas en este último volumen de la especialidad de mecánica representan el espaldarazo final; la investidura de delineante proyectista en mecánica.
Basta una ojeada al índice del libro para comprender que contiene conocimientos de orden superior sólo asequibles a quienes, como usted, llevan el bagaje de una formación técnica adquirida con anterioridad.
Por su propia naturaleza estos conocimientos determinan en el libro dos partes bien diferenciadas. Los autores han desarrollado un estudio de las trasmisiones por polea y de los órganos de intercepción de fluidos y conducciones para los mismos; válvulas, bridas y raccords que, conjuntamente con el estudio físico de los fenómenos debidos a la presión, constituyen la primera de las dos partes mencionadas.
Como parte final se han desarrollado dos importantes temas: el estudio descriptivo y analítico de los engranajes y el desarrollo íntegro de un proyecto que es, concretamente, el de un motor de explosión. Este capítulo cumple con los fines propios de un examen de reválida y creemos que debe ser significativo que los autores se hayan atrevido a proponer un tema de examen tan complejo. Los autores, en efecto, tienen la seguridad de que el lector que haya aprovechado las horas de estudio está capacitado para un trabajo de tanta envergadura.

Como hemos señalado en anteriores volúmenes, conviene que nuestros lectores sepan distinguir y estudiar con independencia, lo que es descripción destinada a hacer comprender la forma y representación gráfica de los elementos mecánicos que se estudian y lo que es la parte analítica que se refiere al cálculo de estos mismos elementos.
Insistimos sobre esta cuestión, muy en especial por la repercusión que pueda tener en los capítulos destinados al estudio de los engranajes. Rogamos a nuestros lectores que se esfuercen, ante todo, para comprender lo que se refiere a la forma y características de los mismos. Conseguir el dominio del dibujo de tales elementos de máquinas es, de por sí, una conquista muy importante.
No se nos oculta la dificultad que puede representar la asimilación de los cálculos correspondientes, pero consideramos que si el lector se enfrenta a ellos con orden y con la nomenclatura relativa de los engranajes bien aprendida, el hecho de haber ordenado fórmulas y datos en tablas de fácil manejo será una ayuda definitiva para que pueda añadir al conocimiento descriptivo de los engranajes aquellas ideas sobre su cálculo que, indudablemente, han de ponerle en situación ventajosa a la hora de escalar puestos de mayor relieve dentro de la empresa.

LOS EDITORES

índice

DM
DG 27

Proyectar es fácil

12

AFHA

MECANICA

Lección 12
ELEMENTOS DE MAQUINAS
Organos de interceptación de fluidos
Válvulas y grifos
CALCULO DE MAQUINAS (APENDICE)

Lección 8
TECNICA INDUSTRIAL
Acabados de piezas

ELEMENTOS de MAQUINAS 12

ORGANOS DE INTERCEPTACION DE FLUIDOS
VALVULAS Y GRIFOS

GENERALIDADES

Designamos con el nombre de órganos de interceptación de fluidos los dispositivos que, aplicados a tuberías o máquinas, tienen por misión interrumpir o regular el flujo de fluido de alimentación o escape.

Podemos lograr esta interrupción y regulación del flujo de fluido por diversos procedimientos, todos los cuales estarán basados en la interrupción o reducción de flujo por medio de elementos que pueden cerrar herméticamente sobre un asiento fijo, o bien por medio de piezas que pueden dejar al descubierto un pasaje o conducto variable.

Normalmente se da el nombre de VÁLVULA a los dispositivos que obedecen al primer caso; es decir, que logran el cierre hermético sobre una base o asiento fijo.

Los grifos, por lo contrario, pertenecen al segundo apartado. Su misión es regular la salida de fluidos, pero sin llegar a las condiciones exigibles en una válvula.

No obstante, cuando hablamos de válvula o grifo, sin más, lo hacemos de una forma vaga y sin ninguna característica que los defina. Su extensa variedad y uso obliga a fijar debidamente la atención para poder constatar la clase de dispositivo de que en realidad tratamos.

Sus características y su construcción difieren enormemente por la misma variedad de los servicios que pueden tener encomendados. Veamos:

El fluido puede ser líquido o gaseoso.

Puede estar sometido, en el órgano de que tratamos, a baja o alta presión.

Puede penetrar a temperaturas normales, elevadas o muy bajas.

Puede ocasionar corrosión química.

Puede producir erosión por la acción de partículas sólidas en suspensión.

Puede ocasionar la inutilización del órgano, por bruscos cambios de temperatura, presión o de otra índole.

Todo lo dicho nos lleva a la conclusión de que tanto las válvulas como los grifos precisan ser elegidos o proyectados teniendo en cuenta todas estas consideraciones; y que, por ende, tanto su construcción como su sistema, materiales y espesores de sus paredes y elementos móviles influyen poderosamente en su acertada elección.



VALVULAS - CLASIFICACION

Dada, pues, la gran variedad de fluidos y condiciones en que éstos penetran en las válvulas, clasificaremos éstas por la índole de su trabajo en los siguientes grandes grupos:

Válvulas de retención o interceptación.
Válvulas automáticas, de una sola dirección.
Válvulas de seguridad.
Válvulas de distribución y mezcla.

Dentro de estos grupos podemos establecer otras subdivisiones, cosa que a usted indudablemente no le habrá pasado por alto, a tenor de las consideraciones expuestas más arriba.

Sin embargo, no vamos a hacer una exposición exhaustiva de todos los tipos y subtipos que el hombre ha inventado para sus fines. Nos limitaremos a la exposición de unos modelos básicos, llamándole la atención sobre aquellos pormenores que juzgamos pueden ser interesantes, siempre bajo el punto de vista de su profesión.

VALVULAS DE RETENCION E INTERCEPTACION

Incluimos en este epígrafe las válvulas cuya función consiste en establecer o impedir la comunicación entre dos cámaras o ambientes contiguos.

El fluido puede ser líquido o gaseoso, y su conducción o retención se verifica con mando manual.

En la figura 155 le ofrecemos una válvula tipo:

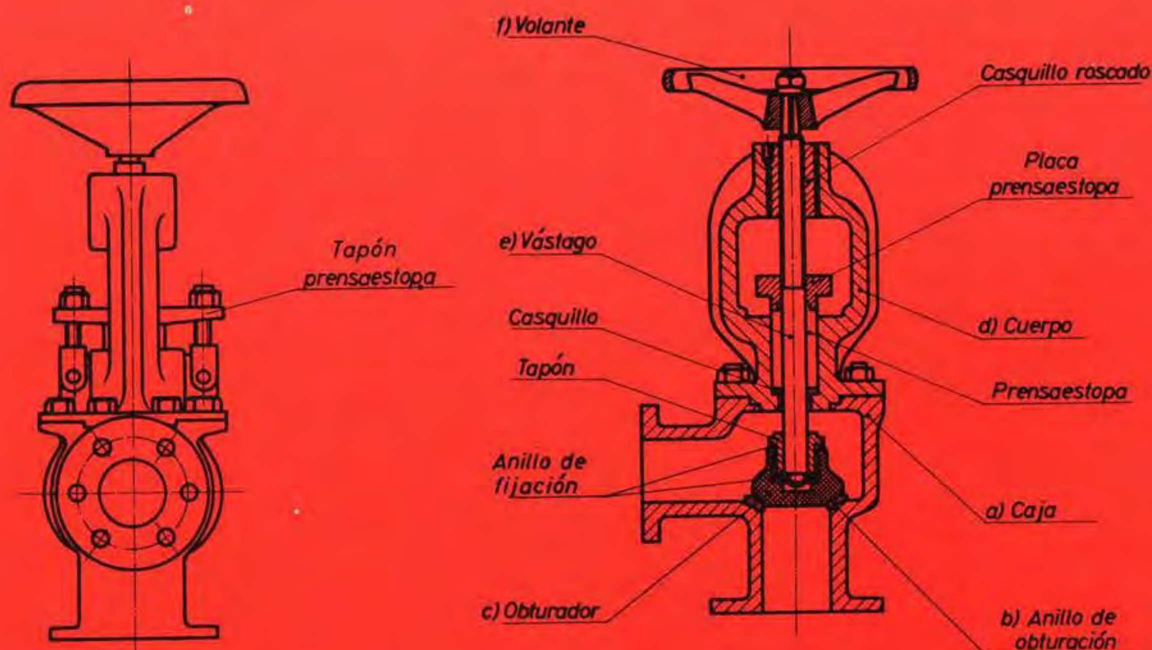
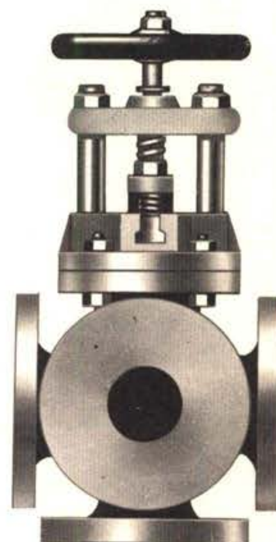


Fig 155

Es de las denominadas de escuadra, pues los dos conductos que pone en comunicación ambas cámaras se cortan en ángulo recto.

Vamos a enumerar las partes principales de la válvula:

a) LA CAJA DE VÁLVULA. Está constituida por el cuerpo propiamente dicho, construido de hierro de fundición, maleable y fácil de soldar. Lleva trabajados los asientos para alojar el anillo de obturación (fig. 156) y el acoplamiento con la tapa.



Válvula similar a la que se estudia en estas páginas, pero con tres conductos de salida.

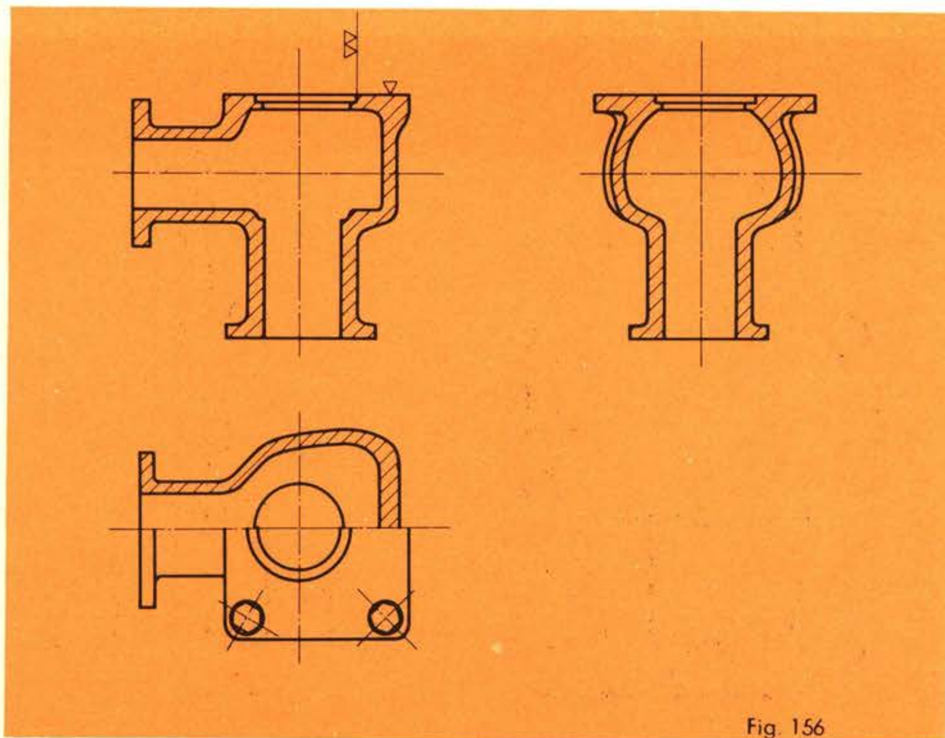


Fig. 156

b) ANILLO DE OBTURACIÓN (fig. 157), construído en acero al cromoníquel, inoxidable (para evitar la corrosión producida por el agua salada). En bronce si el fluido es agua dulce.

Por su parte inferior queda soldado a la caja. Su cara superior, para la obturación, debe estar muy bien trabajada.

c) OBTURADOR (fig. 158). En acero. Finamente trabajada la cara que acopla al anillo antedicho. La superior interna roscada.

Va unido al vástago de mando. Lleva un encastre para alojar un anillo de fijación, y por la parte de la rosca con un tapón que atornilla sobre él.

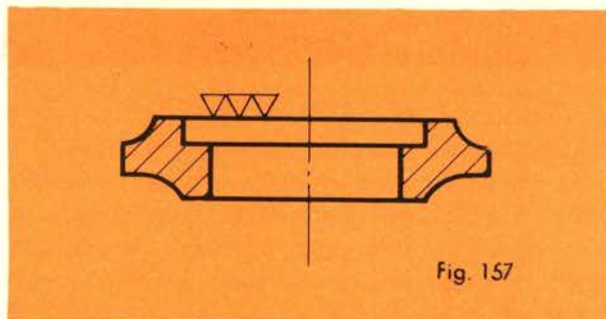


Fig. 157

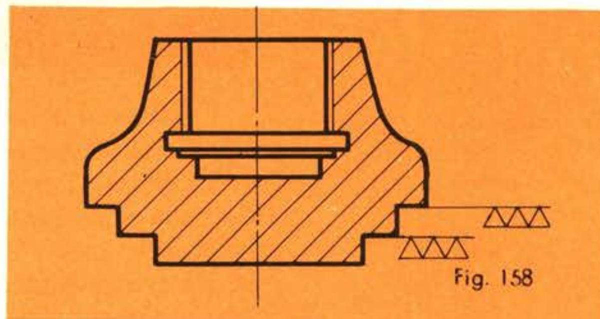


Fig. 158



Válvula de escuadra con bridas.

d) CUERPO (fig. 159). Para cierre de la válvula. Prolongado para sostener el vástago de mando. Para ello se sirve de un casquillo, cuya misión es servir de guía al vástago. Entre este casquillo y la parte alta del vástago va alojada la mecha prensaestopa, limitada por una placa, llamada por este motivo de prensaestopa (fig. 160). En la parte baja, otro casquillo-guía (fig. 161).

El material del cuerpo es el mismo que el de la caja; esto es, hierro de fundición.

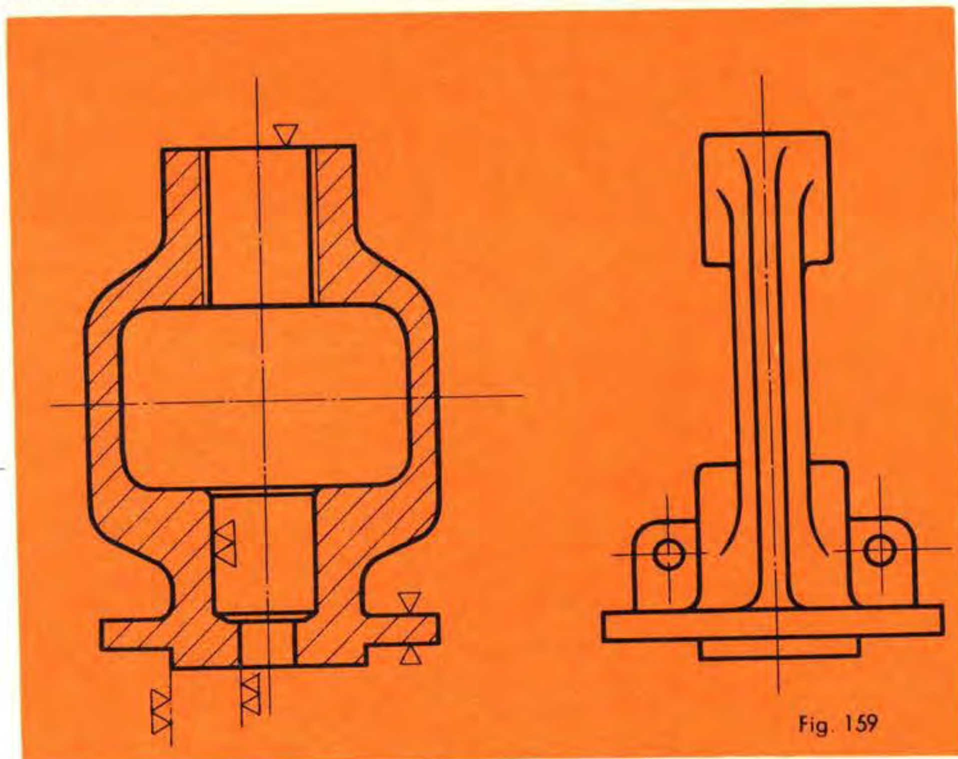


Fig. 159

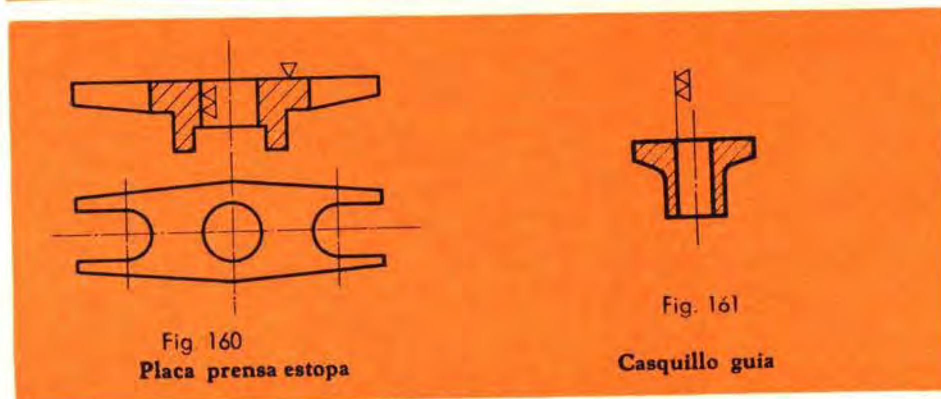


Fig. 160
Placa prensa estopa

Fig. 161
Casquillo guia

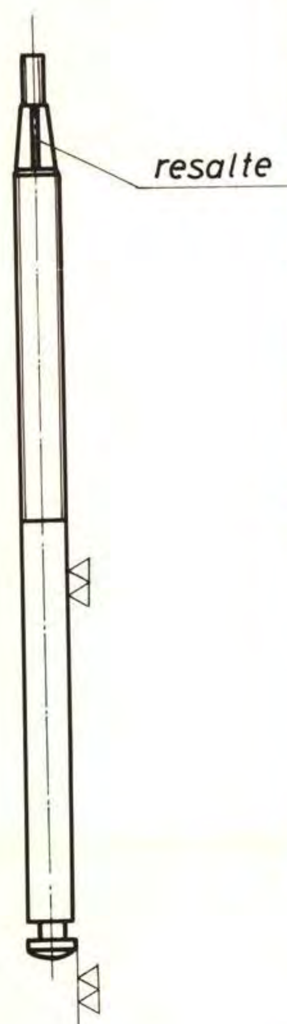


Fig. 162

e) VÁSTAGO DE MANDO (fig. 162). En acero. Su forma especial en la parte inferior sirve para facilitar la sujeción y acoplamiento del obturador.

La parte superior lleva las roscas correspondientes para la fijación del volante de mando y para su movimiento giratorio a través de la tapa, valiéndose para ello de un casquillo o manguito roscado, convenientemente inmovilizado por medio de tornillos prisioneros, espigas u otro procedimiento. Observe las superficies trabajadas.

f) VOLANTE DE MANDO, en hierro de fundición, provisto de una muesca para evitar que resbale sobre el vástago, al actuar sobre él (fig. 163).

Le recomendamos preste atención a los acoplamientos entre las piezas, factor importantísimo en la construcción de cualquier máquina o elemento de máquina.

La conducción del fluido se efectúa longitudinalmente.

La válvula ilustrada en la figura 164 es una variante de la anterior.

Generalmente el fluido empleado es vapor de agua o líquidos, o bien gases a baja presión.

El material del cuerpo y la caja es hierro de fundición o bronce, según los casos.

Los conductos van provistos de pletinas o bridas para la unión con los tubos correspondientes.



Válvula de distribución longitudinal, con bridas.

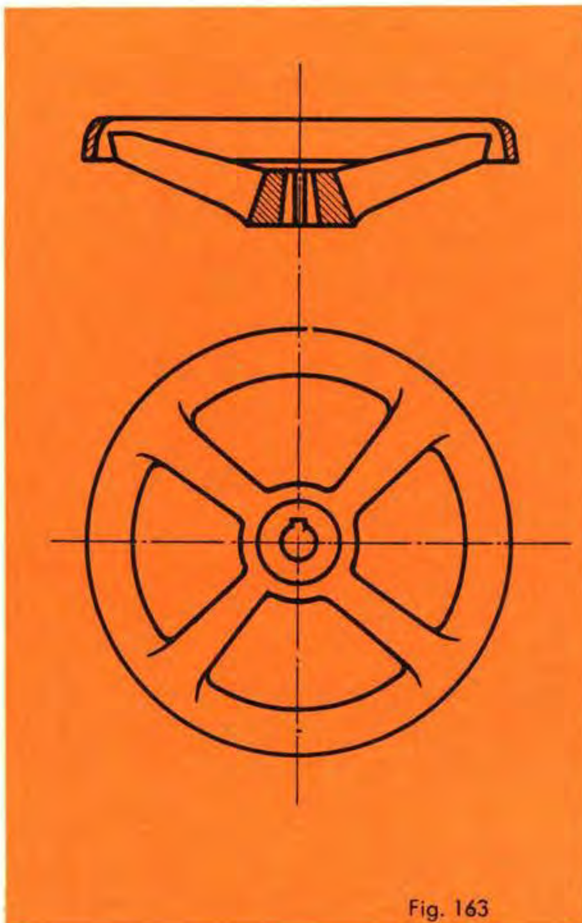


Fig. 163

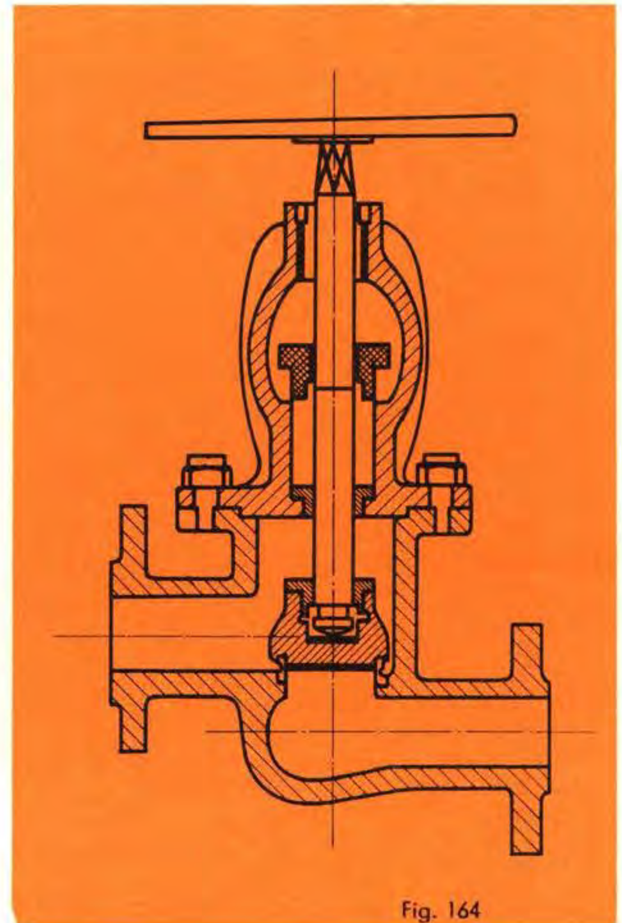


Fig. 164

VALVULAS PARA GRANDES PRESIONES

Las figuras 165 y 166 corresponden a dos válvulas para gas, de alta presión:

La primera tiene una construcción que difiere bastante de las anteriores. En primer lugar, observe las gruesas paredes de su caja, y en general de todas sus piezas, construidas de latón o bronce, de conductos estrechos. No lleva prensaestopa. En cambio, es de notar la tuerca, roscada sobre

la caja de la válvula y provista de una guarnición de fibra que presiona sobre ésta.

El cuerpo es interno, bloqueado con el vástago, como se aprecia en la figura, y provisto de un muelle regulador.

El volante de mando, fijado al vástago, permite a éste, sin embargo, cierta flexibilidad gracias al muelle inserto en su parte alta.

La regulación de la válvula se efectúa mediante el volante que hace girar al vástago; y éste a su vez al cuerpo, engastado en él y roscado a la caja.

Para el acoplamiento a los tubos externos de la instalación están previstas dos roscas gas.

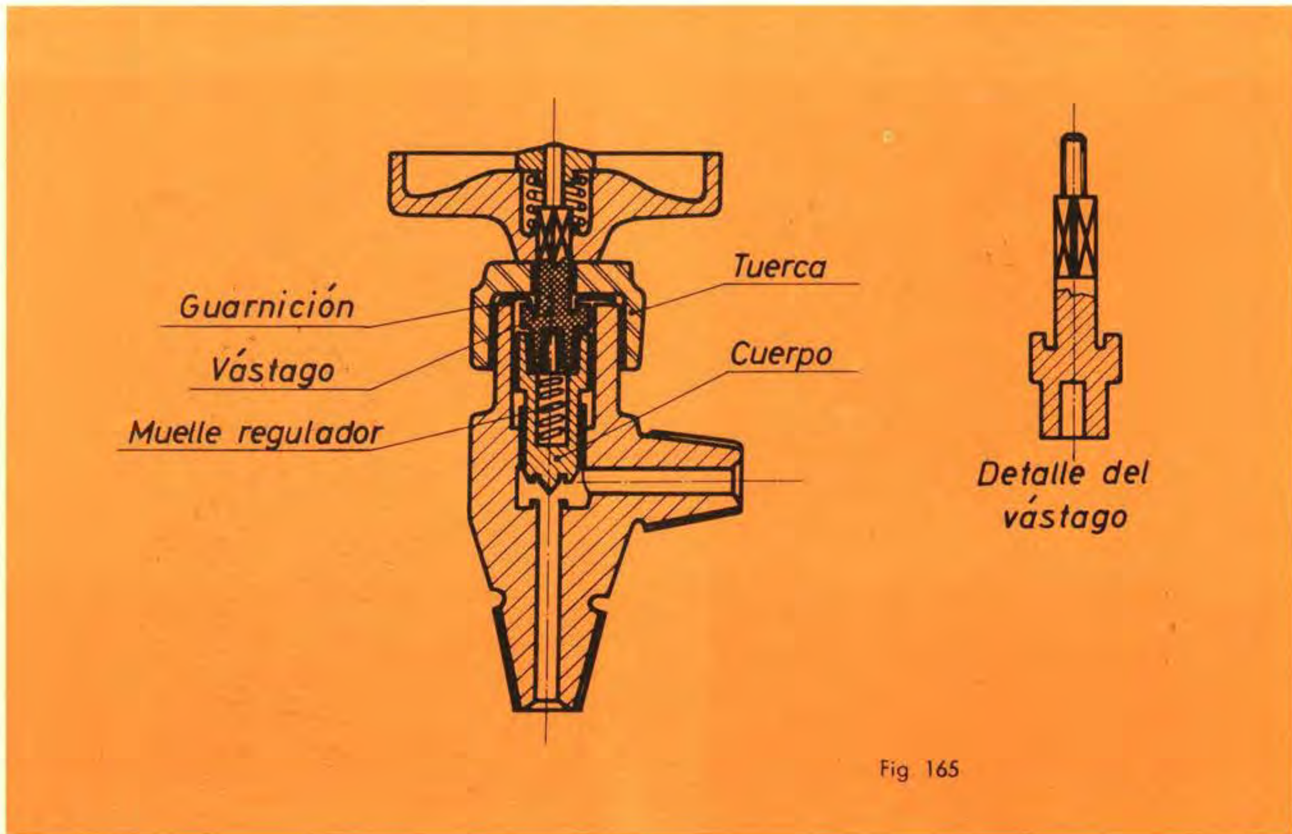


Fig 165

La válvula de la figura 166 está concebida para presiones muy altas, de hasta 500 Kg/cm^2.

La simple observación de la figura permite comprender fácilmente su construcción, a base de acero al carbono.

Anotemos, sin embargo, varios puntos:

Volante de gran diámetro, para facilitar su giro y poder vencer sin agobio la resistencia que la fuerte presión ejerce sobre él.

Unión del obturador con el vástago por medio de un casquillo bloqueado por una espiga.

Cuerpo prensaestopa, roscado sobre la caja, completado con tuerca y guarnición de cierre hermético.

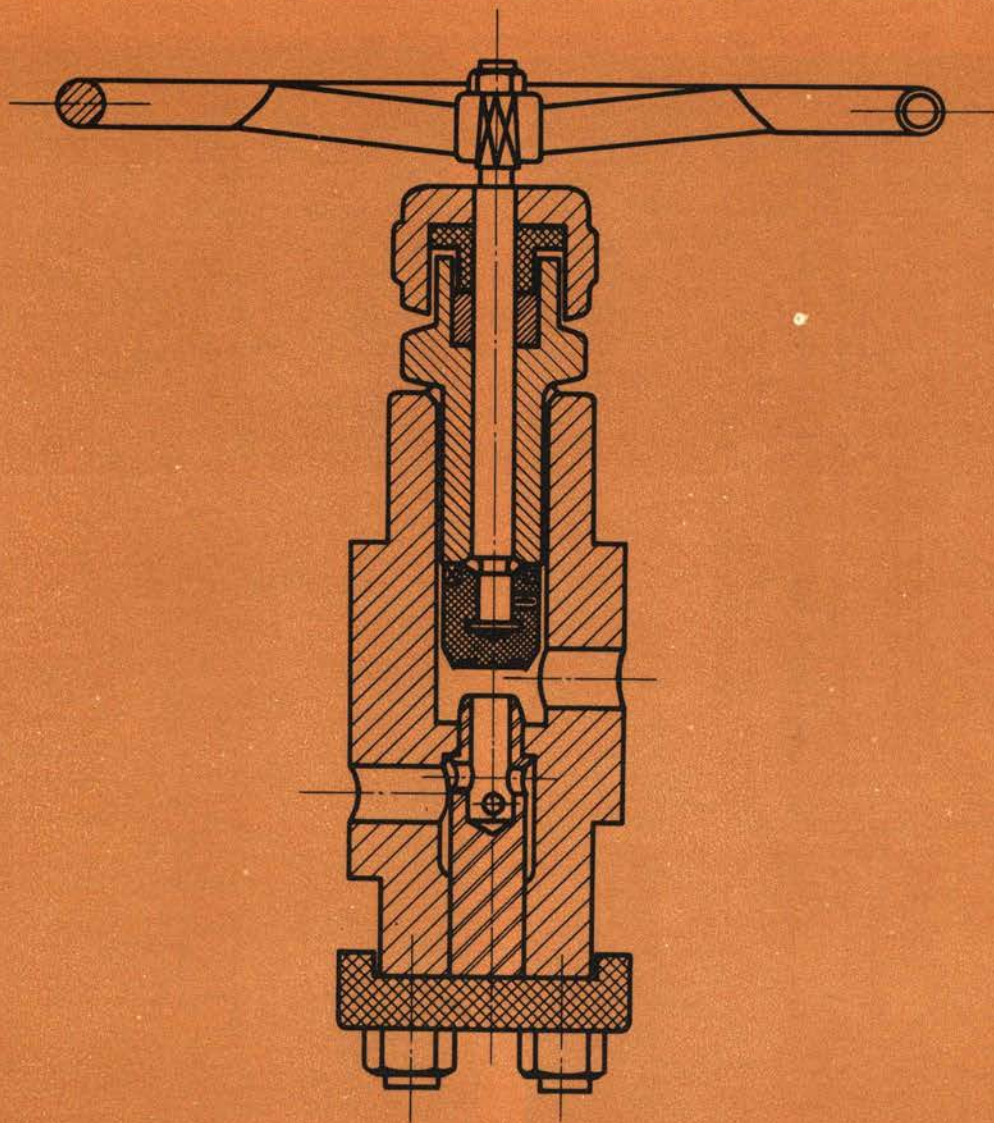


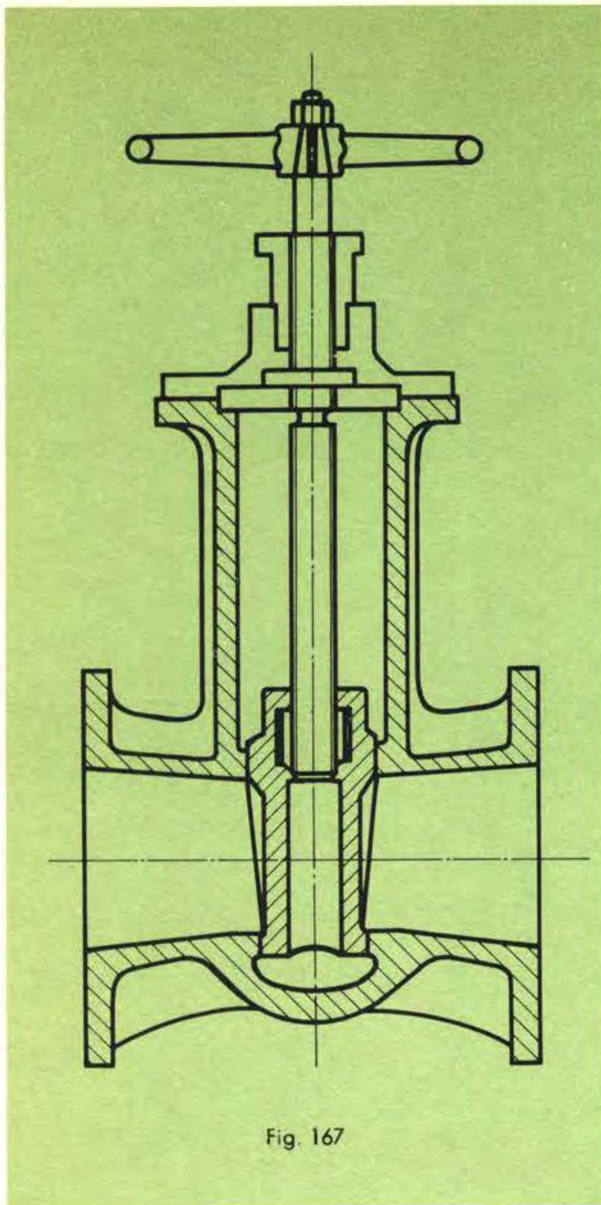
Fig 166. **Sección de una válvula para muy altas presiones.**

VALVULAS TIPO COMPUERTA

Las válvulas de tipo de compuerta son empleadas en las tuberías que llevan líquido, vapor o gas en grandes cantidades, ya que permiten un flujo sin cambio alguno en la dirección de la corriente.

No tienen, sin embargo, un cierre tan perfecto como los otros tipos, lo que no las hace aptas para líquidos que lleven partículas sólidas en suspensión, como por ejemplo agua procedente de fondos, barro o cieno.

En la figura 167 representamos un sencillo modelo de válvula de compuerta. El material es bronce o latón fundido; es utilizada para fluidos a baja temperatura.


Fig. 167

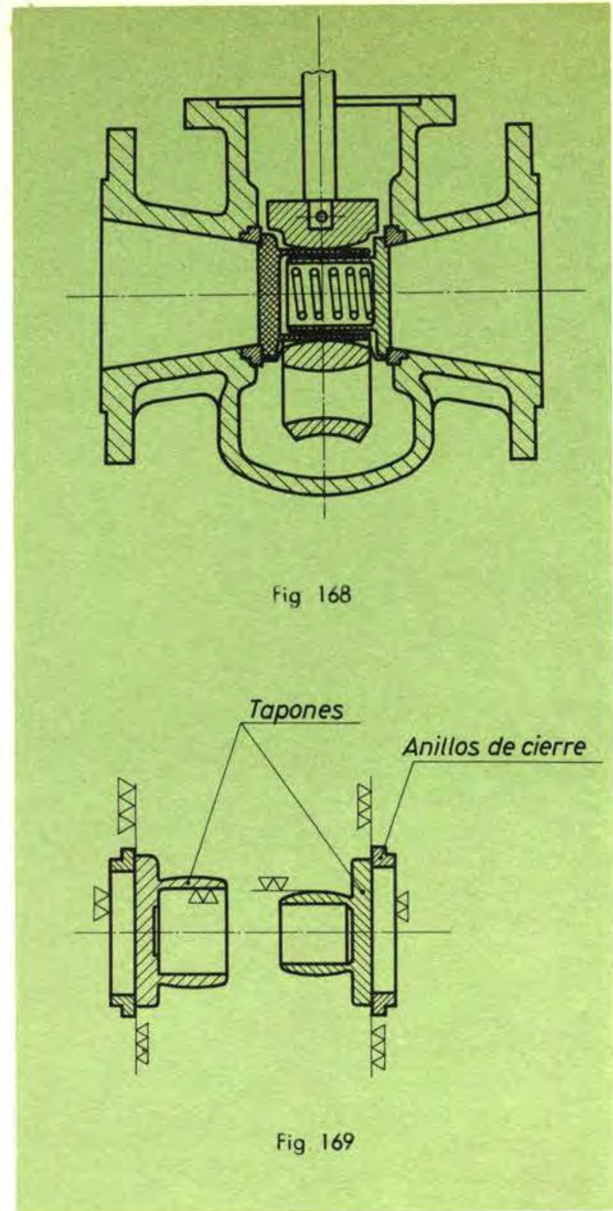

Fig. 168

Fig. 169

Presentamos un detalle de válvula para fluidos de alta temperatura, donde puede distinguirse, superpuesto y soldado, el asiento para el obturador (figura 168).

Éste, unido al vástago, se completa mediante dos medios tapones que presionan sobre el asiento por medio de un muelle.

En la figura 169 se representan, en corte lateral, estos tapones, de acero, con sus superficies trabajadas, y sus anillos de cierre, en acero nitrurado, soldados.

Por lo demás, queda bien marcado el desplazamiento de vástago y obturador que llega a dejar totalmente expedita la comunicación entre los dos extremos de los tubos. De ahí su nombre de válvula de compuerta.

Un tipo de válvula muy simple es el llamado de punzón, o mejor aún, de espita (figura 170).

La diferencia básica radica en que no lleva obturador, ya que el cierre se verifica por medio del vástago, que termina en punta cónica, la cual tapona la entrada de uno de los conductos.

Es un tipo de válvula muy empleado para ciertos menesteres, pues su campo de aplicación es preferentemente para la expulsión o escape de aire comprimido en bombas, tubos de oxígeno, gas acetileno, etc.

Por esta razón suelen construirse disponiendo de los conductos necesarios para la colocación de manómetros, a fin de poder medir en todo momento la presión existente en el compresor, tubo, etc., de que se trate. La figura 171 da a conocer el aspecto de una válvula de este tipo, provista de sus correspondientes manómetros de ejercicio y control.

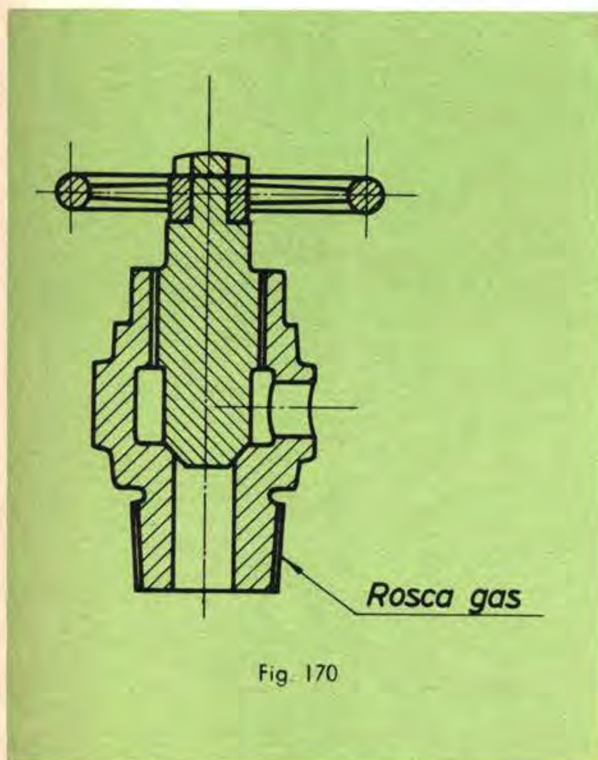


Fig. 170


Fig 171

VALVULAS AUTOMATICAS DE UNA SOLA DIRECCION

Los tipos de válvulas que hemos visto hasta aquí, independientemente del fluido empleado, presión o temperatura, obedecen a un mismo principio: esto es, el poner en comunicación dos canales para el paso del fluido, o interceptarlo. La dirección de éste era independiente, pudiendo discurrir en un sentido o en otro. Por otra parte, su regulación o flujo de paso se lograba manualmente, haciendo girar un volante de mando.

Las válvulas de dirección única, generalmente automáticas, obedecen, en cambio, a la necesidad de dejar pasar el fluido en un sentido, interceptándolo en el contrario.

La más simple representación de este tipo se encuentra en las válvulas de las cámaras de bicicleta, moto y automóvil que todos conocemos.

El principio de su funcionamiento es muy sencillo. Un pequeño espárrago, con base ensanchada, discurre por el interior de un tubito, atravesando un orificio único que pone en comunicación el interior de la cámara con el exterior. Cuando inyectamos aire, éste, a presión, atraviesa el orificio de comunicación, cuya sección es mayor que la del espárrago, y se introduce en la cámara, estableciéndose así el paso del fluido. En cambio, cuando cesa la inyección, el aire contenido en la cámara tiende a salir de nuevo al exterior, atravesando el orificio; pero entonces empuja en dirección contraria al espárrago, cuya parte ensanchada tapa el orificio, impidiendo su salida y quedando fijo sobre ésta como consecuencia de la presión que ejerce el aire de la cámara.

La figura 172 muestra una válvula automática de empleo muy difundido.

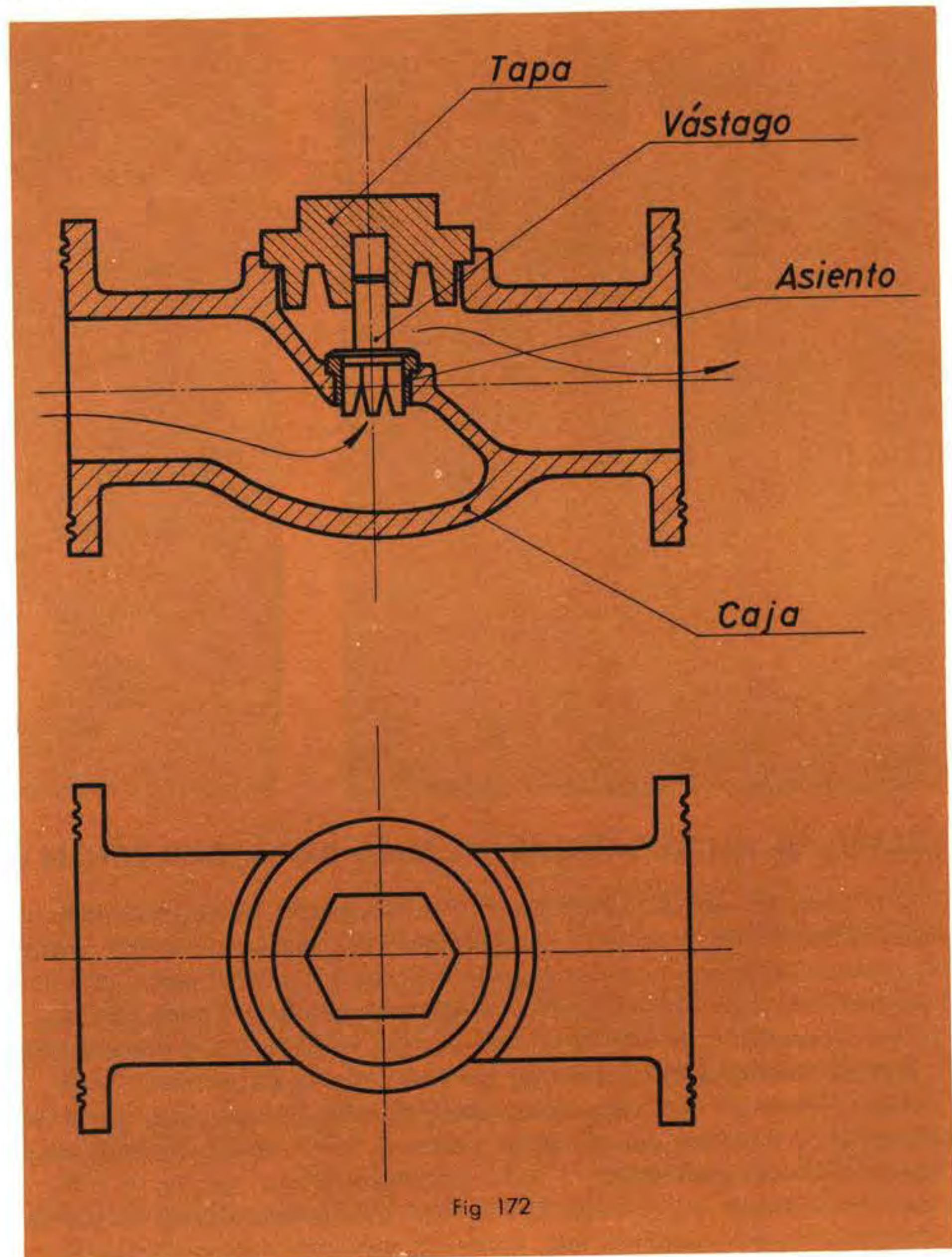


Fig 172

Consta de un cuerpo o caja de fundición de bronce, provista de dos pletinas o bridas para la unión externa. Una tapa, roscada sobre la caja, hace las veces de guía del vástago, que termina en forma de émbolo, con paredes laterales estriadas.

El asiento, trabajado como la superficie del émbolo, está superpuesto al orificio de intercomunicación de la caja.

Otro sistema parecido es el de válvula a esfera o bola, en donde ésta hace las veces de émbolo. La presión del fluido la hace levantar, permitiendo su paso. Al cesar éste, o cambiar de dirección por las circunstancias que sean, la esfera cae por su propio peso sobre el alojamiento y lo obtura.

VALVULAS DE SEGURIDAD

Las válvulas de seguridad son, en cierto modo, válvulas automáticas de una dirección, con la diferencia de que así como el funcionamiento de éstas comienza tan pronto como haya fluido, las de seguridad están proyectadas para dejar paso cuando se establezcan determinadas circunstancias.

De ahí el nombre de válvulas de seguridad.

En efecto, su funcionamiento asegura que la presión contenida en una caldera, autoclave, etcétera, no sobrepase una cierta intensidad que podría ser peligrosa, pues podría ocasionar el estallido de la misma.



La válvula de seguridad ofrece, pues, cierta resistencia a la presión que el fluido ejerce sobre ella, permitiendo así que esta presión no se pierda. Pero en cuanto ésta aumenta y pone

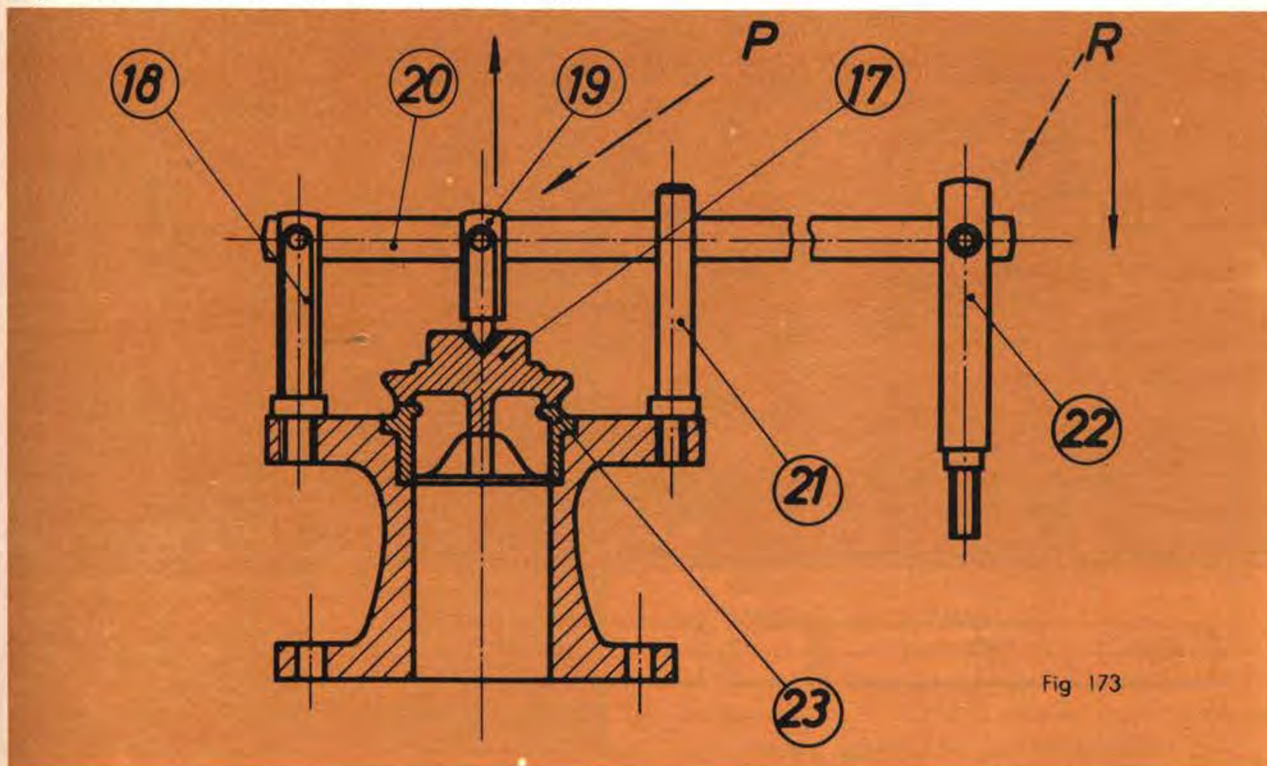
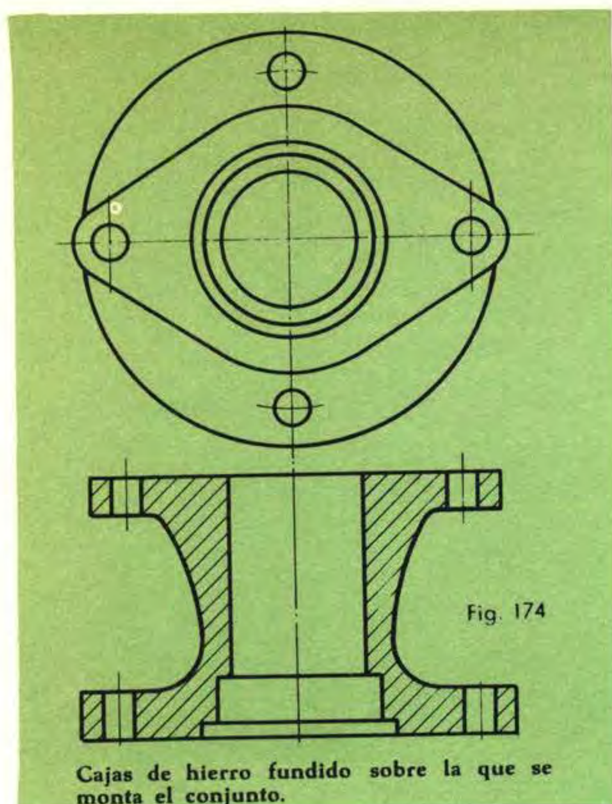


Fig 173



Cajas de hierro fundido sobre la que se monta el conjunto.

en peligro la resistencia propia de la caldera, pongamos por ejemplo, la válvula se abre y el fluido sale al exterior, cerrándose de nuevo tan pronto cesa el exceso de presión.

La importancia, pues, de estas válvulas es extraordinaria. Ni que decir tiene que el cálculo y construcción de estas válvulas debe ser esmerado y de suficiente garantía.

La figura 173 representa una válvula de seguridad equilibrada a peso.

Las partes principales de que consta son:

La caja, en hierro fundido, cuyo detalle de la figura 174 muestra las superficies trabajadas.

La válvula propiamente dicha (fig. 175).

La horquilla fulcro (fig. 176).

La horquilla móvil (fig. 177).

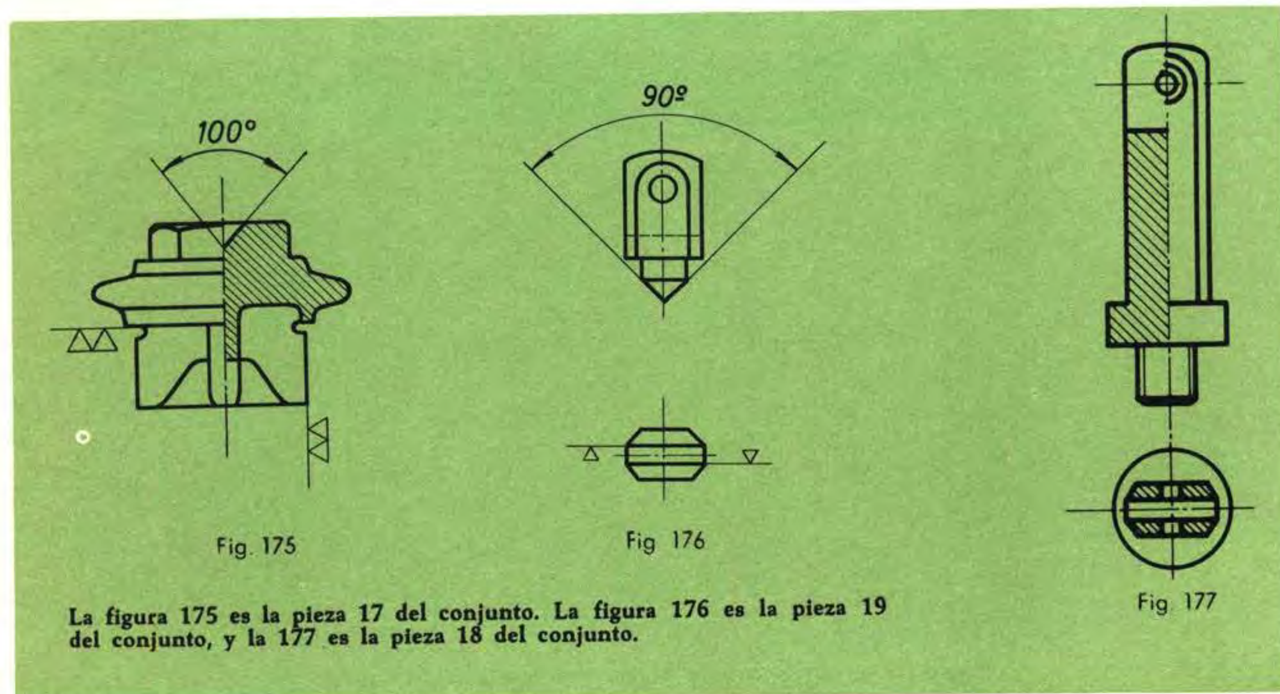
El brazo de palanca (fig. 178).

La horquilla guía (fig. 179).

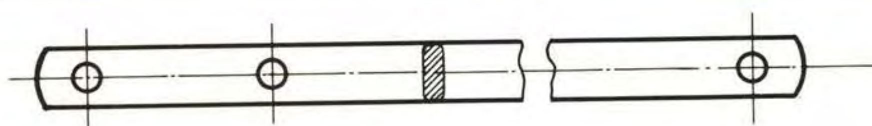
Estribo (fig. 180).

Casquillo (fig. 181).

La válvula está tarada por medio del contrapeso que hace de resistencia en el extremo del brazo de palanca.



La figura 175 es la pieza 17 del conjunto. La figura 176 es la pieza 19 del conjunto, y la 177 es la pieza 18 del conjunto.


Fig 178

Es la pieza número 10 del plano de conjunto de la página anterior.

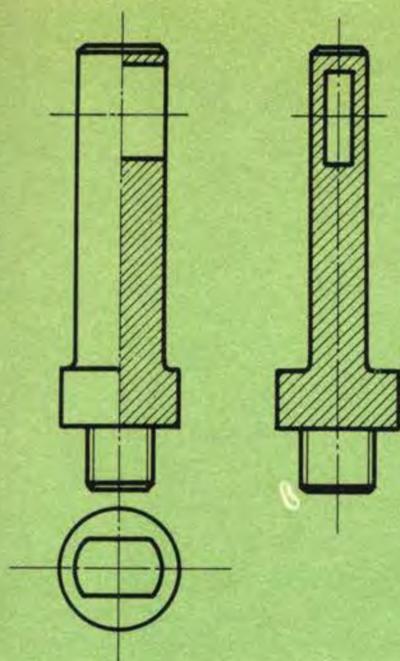


Fig. 179

Es la pieza 21 del plano de conjunto.

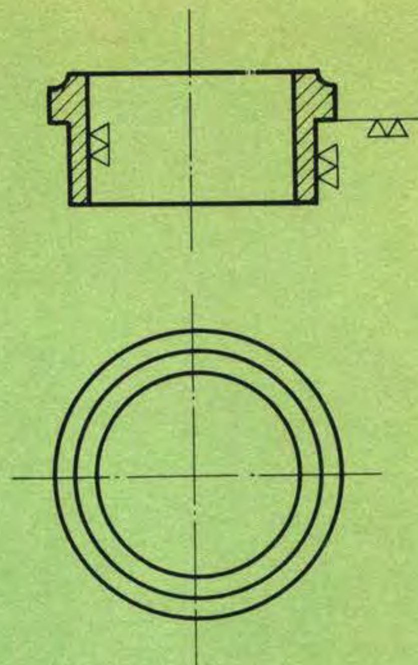


Fig. 181

Es la pieza 23 del plano de conjunto.

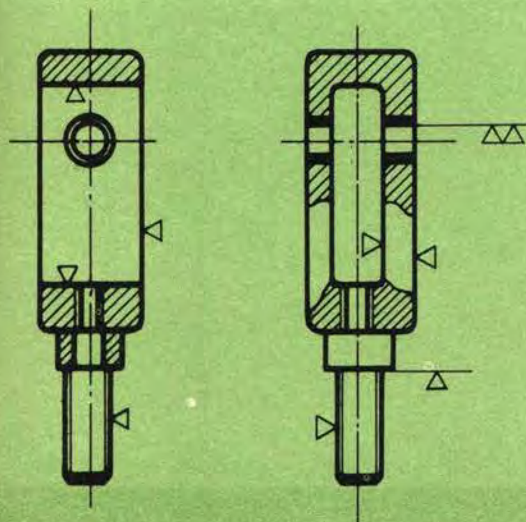


Fig 180

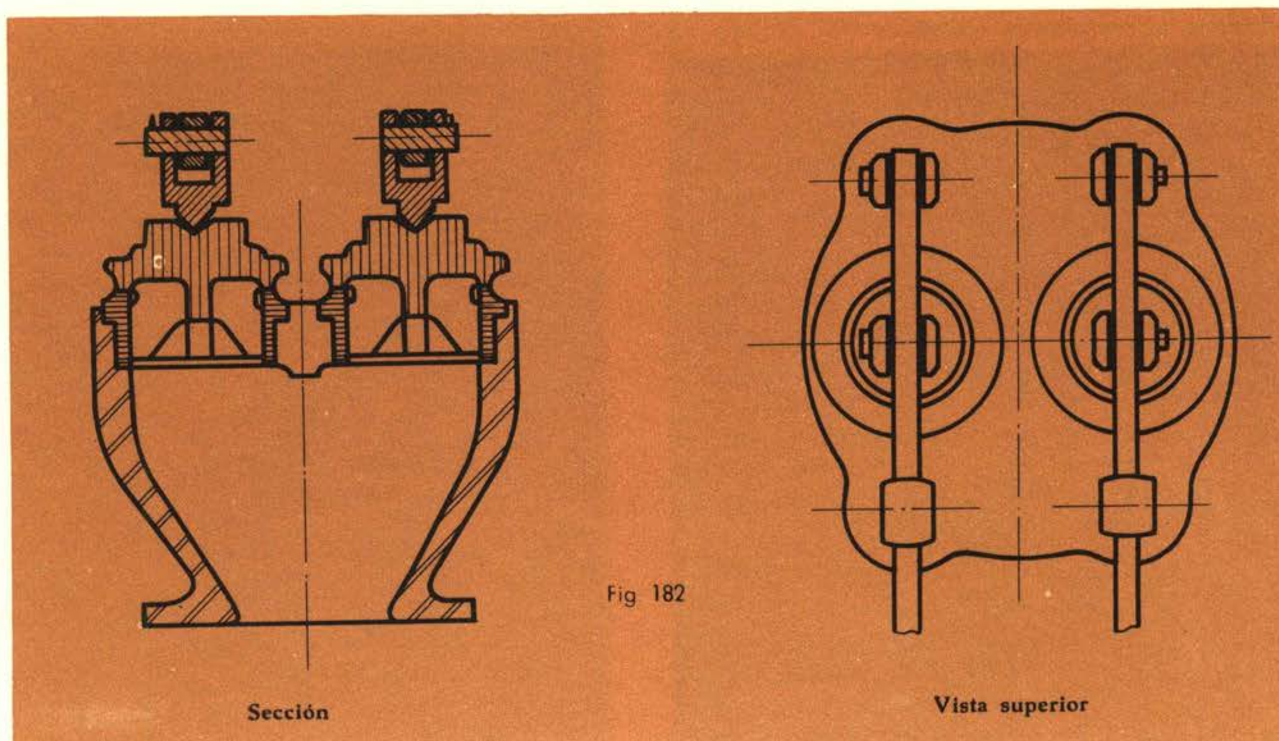
Es la pieza 22 del plano de conjunto.

Cuando la presión que ejerce el fluido sobre la base de la válvula sobrepasa el límite para el que ha sido calculada, vence la fuerza de R (resistencia) y la válvula se abre, dejando escapar el exceso de fluido que ha originado la sobrepresión. A continuación, al ser otra vez R superior, se restablece la posición inicial.

La horquilla guía, como puede observar, tiene la misión de limitar la abertura de la válvula, mientras que la horquilla fulcro hace de articulación del brazo.

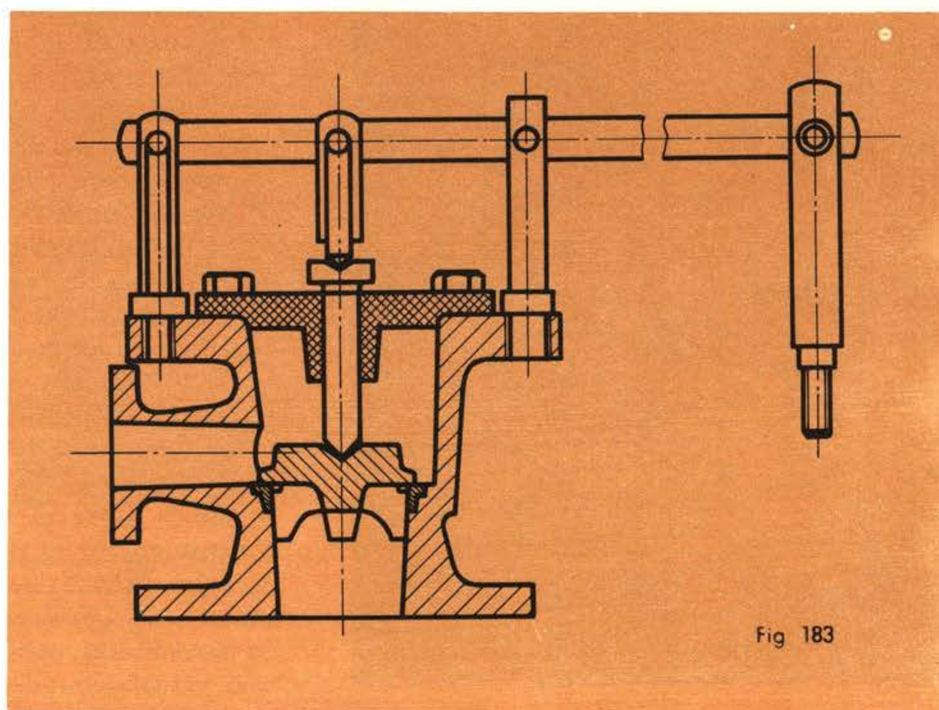
Se trata, pues, de un sistema basado en la ley de la palanca, que en el caso que comentamos resulta de tercer género, ya que la potencia, representada por la presión del fluido, se aplica entre el fulcro y la resistencia R, constituido por el peso.

Estas válvulas se emplean en máquinas de vapor, sean fijas o semifijas; y a veces también en locomotoras, aunque en este caso se prefiere usar válvulas taradas por un resorte.



La figura 182 representa otra válvula de seguridad del mismo tipo, pero doble.

El esquema de la figura 183 muestra una válvula de seguridad muy semejante a las descritas, pero más completa, pues en ésta el fluido de sobrepresión es recuperado y conducido por una tubería apropiada en lugar de perderse en el aire exterior.



Debemos mencionar, por último, un tipo de válvula de seguridad muy conocida: la válvula de resorte (fig. 184).

Ya hicimos mención de una válvula de este tipo, muy sencilla, en las *Prácticas de Dibujo* de la lección 19. La que ilustramos ahora lleva el muelle alojado por los extremos en dos cazoletas, una de las cuales apoya sobre el cono del tornillo regulador y la otra sobre la válvula propiamente dicha, la que, siguiendo la tónica ya repetida, asienta sobre el casquillo acoplado en la caja o cuerpo del dispositivo.

El tornillo regulador de la presión del resorte sobre la válvula va acompañado de la correspondiente contratuerca para fijar su posición. El cuerpo es, generalmente, de hierro fundido o bronce.

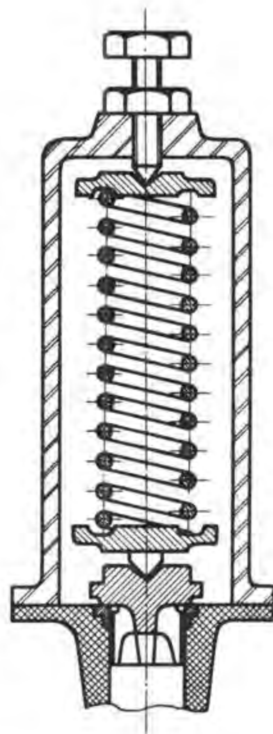


Fig. 184

VALVULAS DE DISTRIBUCION

Las válvulas de distribución tienen extraordinaria difusión, ya que son empleadas en los motores de combustión interna (motocicletas, automóviles y aeroplanos).

Como su palabra indica, el cometido de estas válvulas es distribuir, ora admitiendo el fluido en la cámara de combustión, ora procediendo a su mezcla, ora dándole salida después de haber sido quemado en la citada cámara.

Los materiales empleados en la construcción de estas válvulas son de excelente calidad, pues debe tenerse presente que están sometidas a una gran fatiga, como consecuencia de las elevadas temperaturas y velocidades que tienen que soportar.

Para las válvulas de admisión de motores de pequeña potencia se emplea acero al carbono. Los motores de gran potencia y esfuerzo usan preferentemente acero al cromoníquel, acero al silicio e incluso acero al cromoníquel y tungsteno.

La superficie de asiento es siempre de forma cónica, con ángulos entre 30 y 45° según los casos.

Las válvulas sometidas a grandes potencias, o a regímenes de gran velocidad, con frecuencia están refrigeradas por agua.

De cualquier modo, se procura siempre presentar la mayor superficie posible a los elementos refrigerantes. Téngase presente que en los motores de aceites ligeros (gasolina, benzol, etc.) se llega a temperaturas de 850 y aun de más de 900 grados centigrados. En los motores diésel la temperatura puede ser de unos 500 grados.



Válvula de seguridad a resorte.

La disposición de las válvulas de distribución en los motores suele ser vertical, o con ligera inclinación, y su posición derecha o invertida indistintamente.

Su trabajo se efectúa de modo que en la posición abierta — esto es, cuando pone en comunicación los conductos de admisión y escape con la cámara de combustión —, las válvulas quedan orientadas hacia dentro. De esta forma, al verificarse la expansión del combustible, cuando las válvulas cierran son apretadas sobre su asiento.

Esta disposición de abertura hacia dentro no es seguida, sin embargo, en las válvulas de admisión en los motores diésel.

La figura 185 representa una válvula de admisión montada verticalmente en la culata de un cilindro.

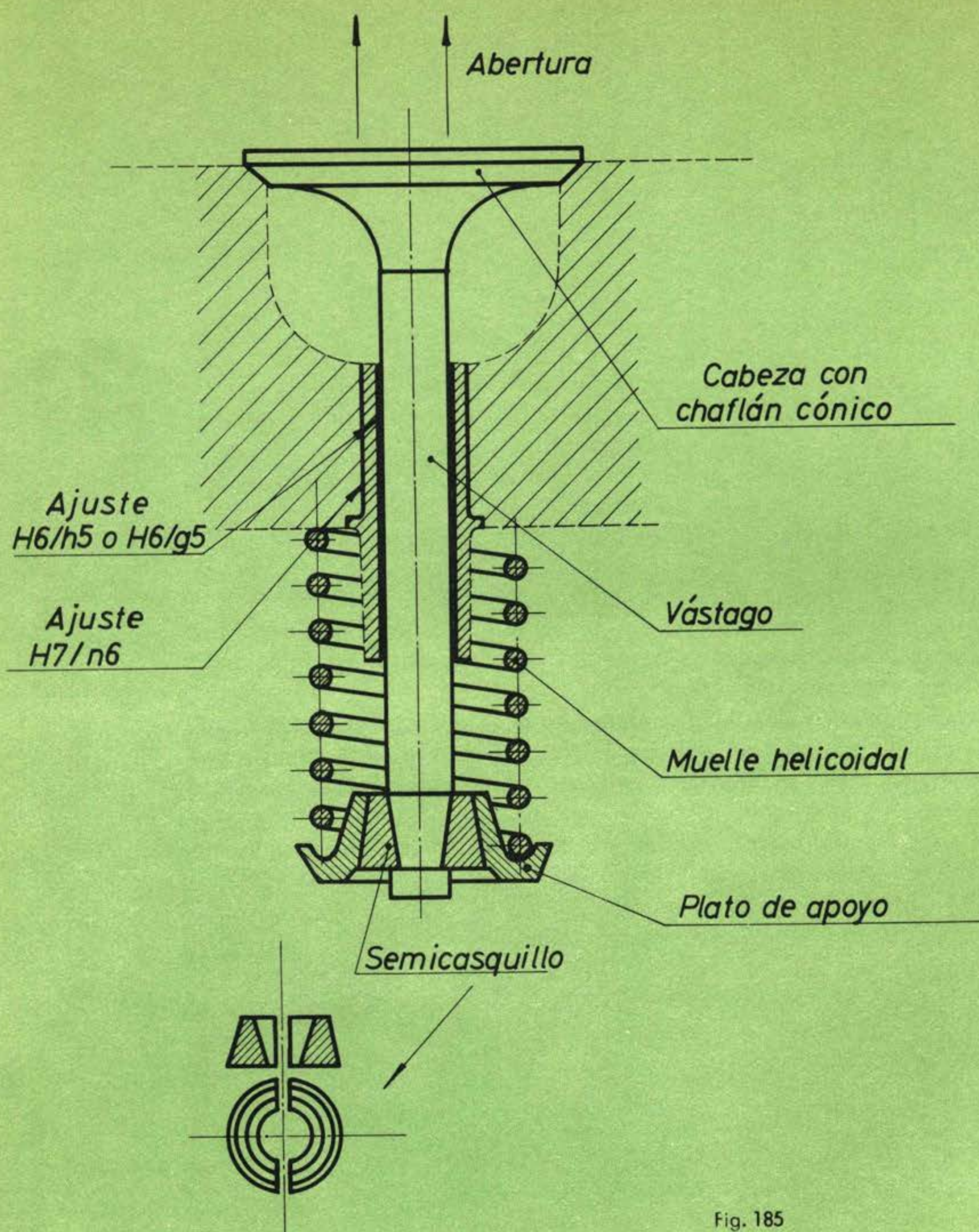


Fig. 185

Consta de un largo espárrago de acero al níquel-molibdeno, rematado por la cabeza cilíndrica con chaflán cónico para asentar sobre la superficie cónica del asiento del cilindro.

Un mueble helicoidal asegurado por un plato de apoyo remata el extremo opuesto del espárrago.

El bloqueo del plato se efectúa por medio de dos semicasquillos cónicos que hacen tope sobre el resalte final.

El espárrago o vástago se mueve hacia arriba y abajo con ligerísimo juego, del orden de H6-h5 o H6-g5, en el interior de un tubo guía, alojado en la cabeza de la culata, con ajuste forzado H7-n6.

Para comprender el funcionamiento de la válvula, le recordamos lo dicho respecto a los motores de explosión, en donde unas levas empujan a intervalos unos balancines que, a su vez, accionaban como una palanca sobre el extremo de la válvula, dando lugar a que su cabeza cilíndrico-cónica se apartara del asiento permitiendo la entrada del combustible (o la salida del fluido quemado, si se trataba de una válvula de escape).

Una vez la leva deja de actuar sobre el balancín, éste deja de presionar sobre la válvula y el muelle helicoidal; empujando sobre el plato de apoyo, volvía la válvula a su posición de cierre, favorecida además por la presión ejercida por el fluido en combustión y expansión encerrado en la cámara.

Llamamos su atención de modo especial sobre las superficies trabajadas de la válvula. Observe en el dibujo la superficie de acoplamiento con los semicasquillos, la superficie de ajuste con el tubo guía y la conicidad de asiento con la culata, a fin de facilitar el buen funcionamiento y evitar la pérdida de fluido por mal ajuste.

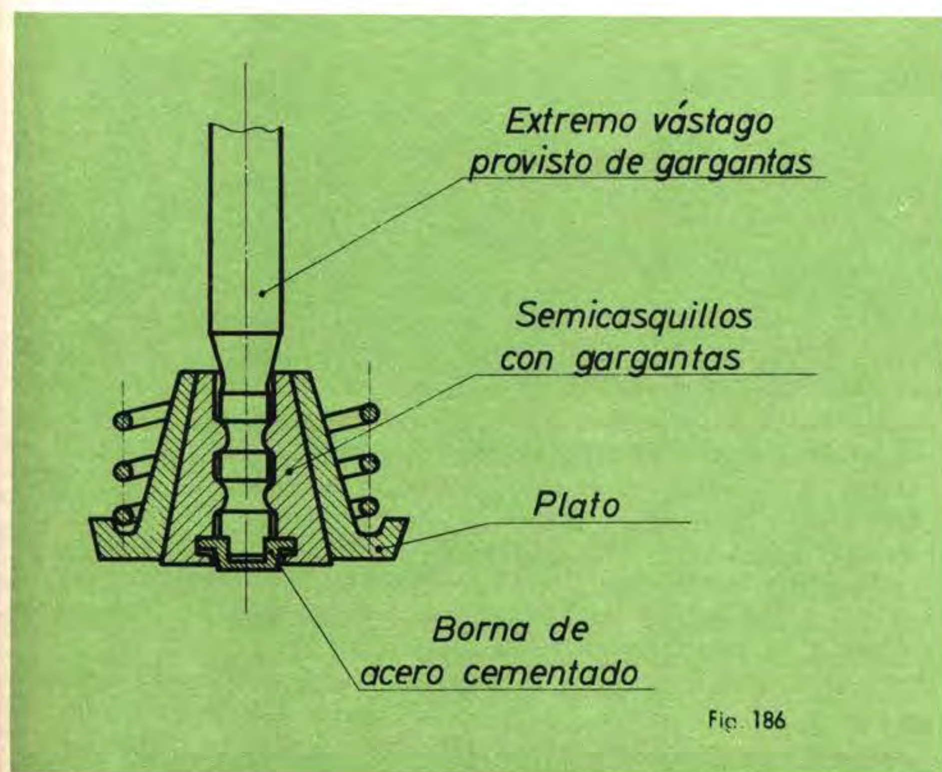


Fig. 186

La figura 186 es un detalle de sujeción del plato de apoyo para el resorte helicoidal, por medio de dos semicasquillos con garganta, que se ajusta sobre la correspondiente con que, en este caso, termina el vástago.

Observe, además, la borna que, encastrada entre la garganta de los semicasquillos, cubre el extremo del vástago.

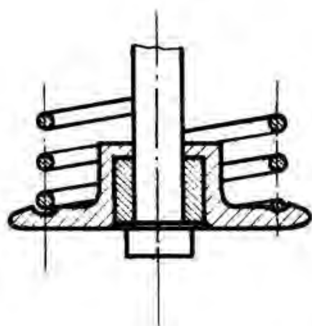


Fig. 187

Esta borna, en acero cementado, sirve de base al empuje del balancín, preservando al extremo del vástago del desgaste que le ocasionaría si el susodicho balancín actuara directamente sobre él.

Este sistema parece, pues, ofrecer mejores condiciones que el otro por lo que respecta a este cometido.

Otro tipo de fijación del plato de apoyo del resorte está ilustrado en la figura 187. Los semicasquillos son cilíndricos, como asimismo el plato, que está provisto de un resalte para alojar aquéllos. Adolece, sin embargo, de los mismos defectos que el primeramente descrito (fig. 185).

VALVULAS DE MEZCLA

Estas válvulas tienen por misión proceder a la mezcla de los distintos fluidos que intervienen como combustible en los motores de combustión interna.

Como ya dijimos en otra ocasión, para poder proceder al encendido y a la combustión del fluido elegido (gas, gasolina, benzol, aceite pesado, etcétera), es preciso que se halle aire en presencia, ya que no puede producirse combustión sin la participación del oxígeno.

Como es lógico, las proporciones de mezcla del combustible propiamente dicho y el aire deben ser las adecuadas para lograr la mayor efectividad en cada caso; esto es, según el régimen de velocidad y clase de combustión deseado. ¿Cuántas veces no hemos oído hablar de que «este motor se ha ahogado»? Con esta expresión se ha querido dar a entender el paro del motor, o sea el cese de la combustión, bien por falta de aire o bien por exceso. De las dos formas puede ocurrir, pues si la proporción de éste en relación a aquél es excesiva, la misma pobreza de combustible hace que la combustión cese en seguida y la escasa fuerza desarrollada sea incapaz de mantener el motor en régimen de marcha.

La forma y construcción de las válvulas de mezcla es muy variada, pues han de responder en eficiencia y calidad a los múltiples casos que se presentan por causa de las distintas velocidades, capacidad, tipo de combustible, proporciones, etc.

Las válvulas de mezcla tienen, pues, una gran importancia en el buen funcionamiento de un motor, y deben estar concebidas para lograr una íntima mezcla entre el aire y el combustible empleado.

Según el estado del combustible empleado, distinguiremos dos clases de dispositivos de mezcla, a saber:

VÁLVULAS DE MEZCLA PROPIAMENTE DICHAS. — Utilizan combustibles en estado gaseoso.

CARBURADORES Y VÁLVULAS DE COMBUSTIBLE. — Utilizan combustibles en estado líquido; los cuales se mezclan con aire y entran en la cámara de combustión por la válvula de admisión, en forma de neblina más o menos densa.

Vamos a proceder a un somero estudio de estos dispositivos para su conocimiento y constancia:

VÁLVULAS DE MEZCLA PROPIAMENTE DICHAS. — Éstas pueden construirse independientemente, o sea, para proceder a la mezcla solamente; disponerse en el motor inmediatamente antes de la válvula de admisión o formar un todo conjunto con la válvula de admisión, es decir, llevar ésta incorporada en el mismo dispositivo.

Prescindiremos aquí de este último tipo, puesto que, en parte, sería repetir lo ya sabido y complicaría la explicación, y examinemos una válvula de mezcla de tipo independiente (figura 188).

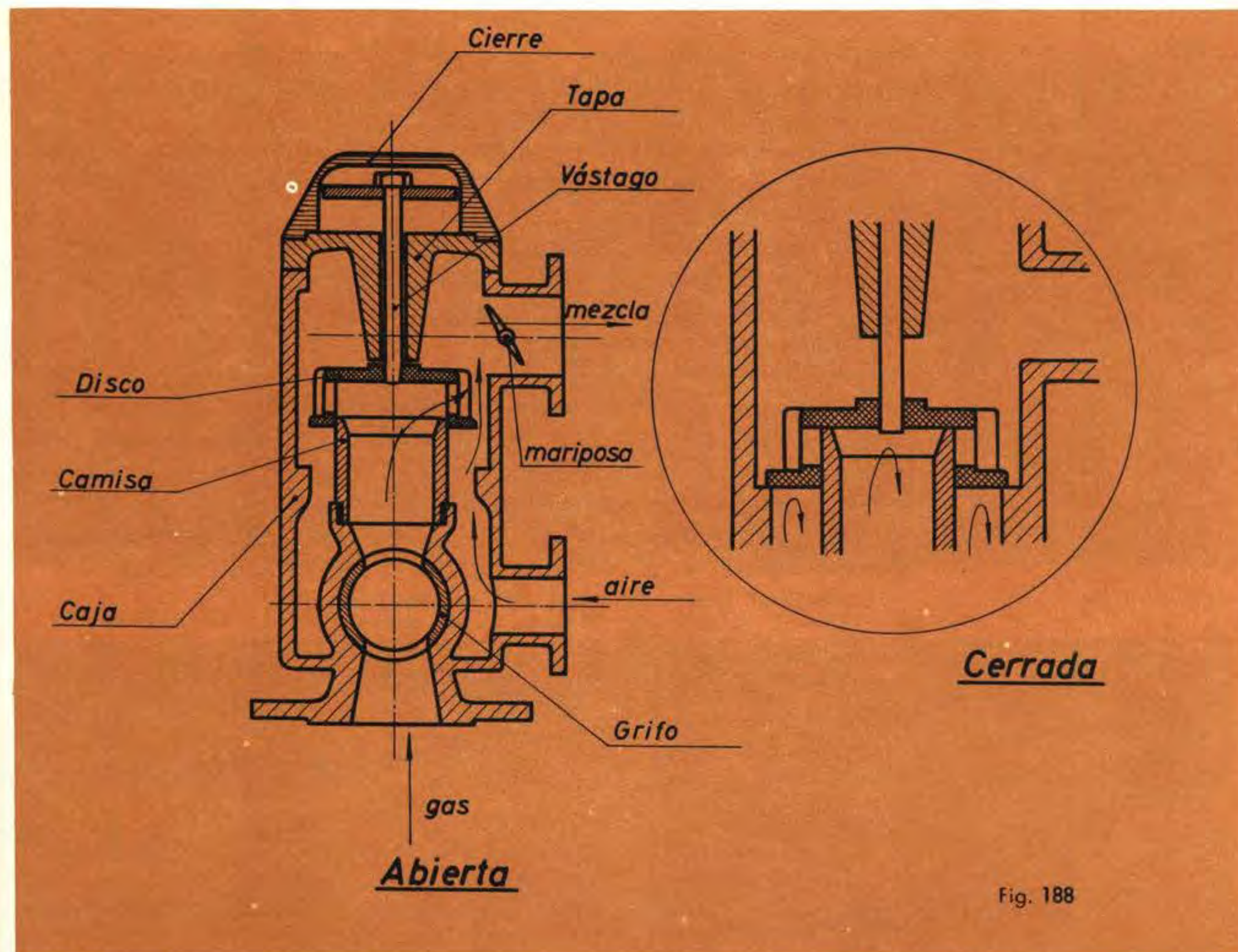


Fig. 188

En el dibujo observamos que está compuesta por tres partes principales:

La caja o cuerpo, provista de tres conductos al exterior. Uno para la entrada del gas combustible; otro para la entrada del aire y, por fin, un tercero para la salida de la mezcla. Este último conducto se aplicará, por consiguiente, al conducto de admisión del motor.

La tapa, provista de un vástago que discurre por un orificio central y que en su extremo inferior lleva roscado un disco para la apertura o cierre de los conductos de gas y aire.

Por último, una camisa, roscada a la caja, facilita la conducción de los gases y hace las veces de asiento del disco del vástago para la regulación de la afluencia de combustible y aire hacia el conducto de salida, a través de la cámara de aspiración, donde tiene lugar la mezcla de ambos.

Esta válvula funciona automáticamente. La regulación de la cantidad de mezcla se logra a través de una llave de mariposa intercalada en el conducto de salida.

La depresión que se produce en la cámara de aspiración — más o menos intensa, según cuál sea la posición de la llave — da lugar a una abertura en consonancia a través del disco, lo que asegura en todo instante una proporción estable de la mezcla que afluye a la citada cámara.

Un grifo, en forma de tubo perforado y con comunicación exterior, intercalado en el conducto de gas combustible, permite regular a voluntad la proporción de mezcla, gracias al movimiento rotativo que puede ejecutar.

CARBURADORES Y VÁLVULAS DE COMBUSTIBLE. — Como hemos dicho, reciben esta denominación los dispositivos de mezcla que utilizan combustibles líquidos.

Los carburadores son empleados en los motores que usan aceites ligeros como combustible (gasolina, benzol, etc.), y por lo tanto son comunes en motocicletas, automóviles y aeroplanos.

Las válvulas de combustible son propias de los motores diésel.

No podemos entrar en demasiados detalles sobre el funcionamiento y construcción de los numerosos tipos de carburadores existentes en la industria, pues ello rebasaría con mucho las exigencias de este Curso. Creemos, sin embargo, interesante darle a conocer los principios básicos de funcionamiento y construcción de estos dispositivos.

Para ello nos valdremos de las figuras 189 y 190, que representan, respectivamente, un esquema tipo y dibujo, en corte, del mismo.

En primer lugar, vayamos con el esquema.

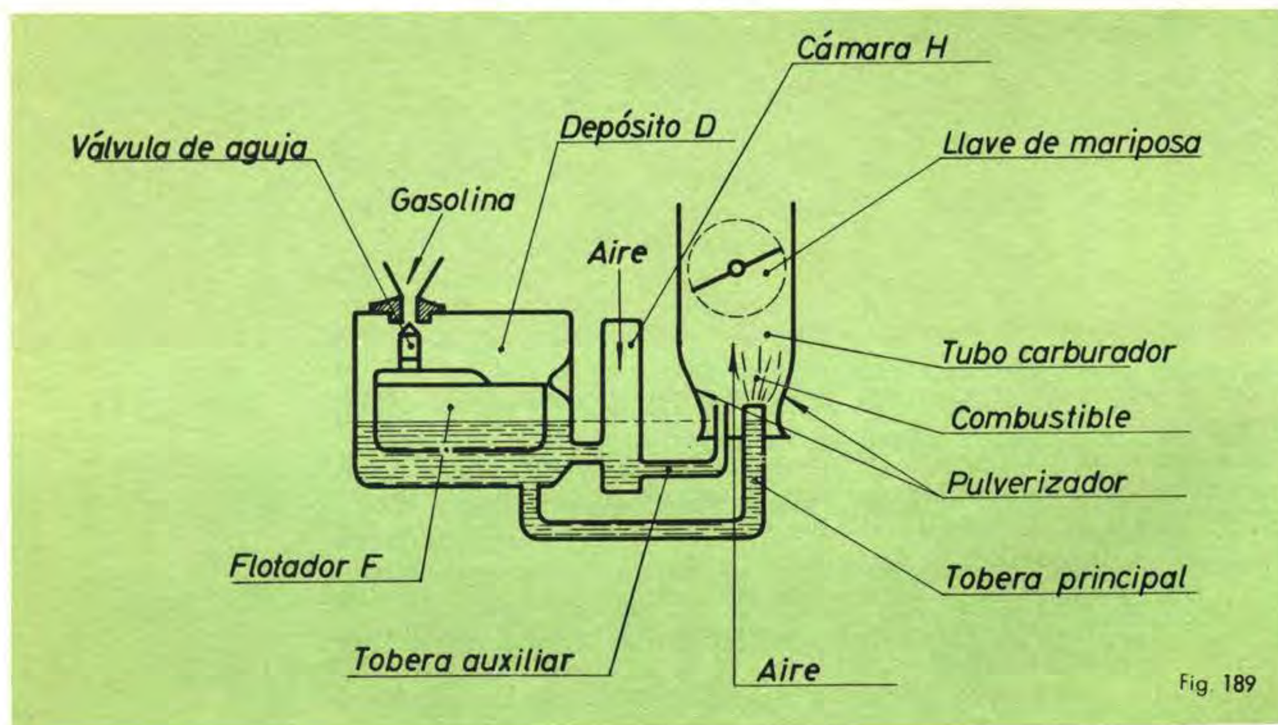


Fig. 189

En él distinguimos el tubo del carburador, provisto de una boca A por la que entra el aire, siguiendo a continuación un estrechamiento, llamado pulverizador, cuyo objeto es aumentar la velocidad del aire que llega del exterior. En el otro extremo, una llave de mariposa regula la entrada de fluido a la cámara de combustión.

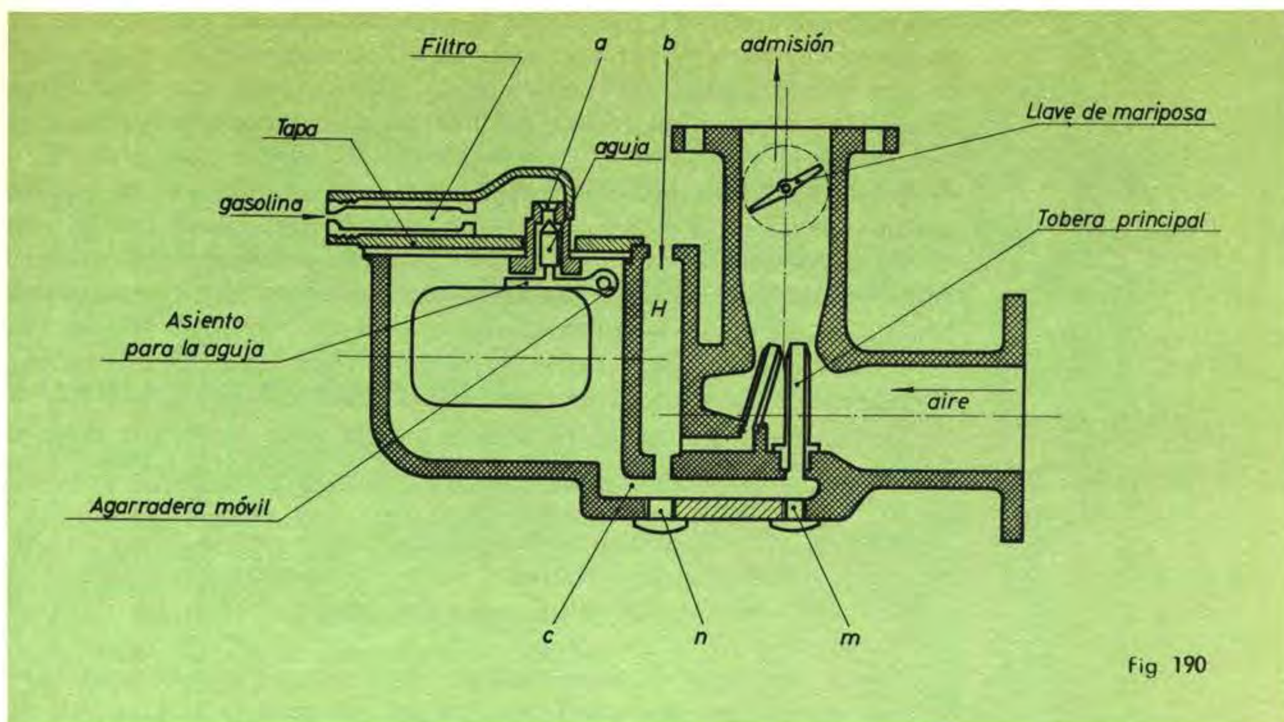


Fig 190

El depósito D, que comunica con el anterior por medio de una tubería — llamada tobera — cuya boca llega un poco más arriba de la parte más estrecha del pulverizador. Esta tobera es la encargada de transportar el combustible desde el depósito, mezclándose con el aire en el pulverizador.

En el interior del depósito se encuentra el flotador F, provisto de una válvula de aguja para interceptar o abrir el conducto por donde entra el combustible al interior del depósito D.

Observará también en el esquema una cámara H, que comunica, asimismo, con el tubo del carburador, por un lado, y por el otro con el depósito D.

Prescindiendo ahora de este ultimo, veamos cómo funciona el carburador.

El combustible — gasolina, por ejemplo — que entra a través del conducto va llenando el depósito D hasta un cierto límite, o sea, hasta que la válvula de aguja, en virtud del alza del flotador, intercepta la comunicación. Este límite o nivel queda aproximadamente a 3 mm de la embocadura de la tobera, la cual se llena también del combustible como vaso comunicante que es.

Ahora bien; durante la carrera de aspiración del motor, el aire entra en el tubo a considerable velocidad y ocasiona en la desembocadura de la tobera una depresión (disminución de la presión externa), lo que provoca la salida del combustible en forma de fina lluvia que, inmediatamente, se mezcla y pulveriza con el aire entrante. (De ahí el nombre de pulverizador que se da a esta parte del tubo.)

La posición de la llave de mariposa regula la cantidad de mezcla que llega al motor, la cual será proporcional a la velocidad y fuerza de cada momento.

Mas para lograr un buen funcionamiento del motor a regímenes distintos de velocidad, y por tanto de fuerza, es preciso que la proporción de aire y combustible permanezca constante. Es decir, sólo debe variar la cantidad total de la mezcla que entra, pero no la proporción entre sus elementos.

Y esto no se consigue con lo explicado hasta aquí, pues cuanto mayor sea la velocidad del motor —es decir, cuanto más abierta esté la llave de mariposa—, más cantidad de aire entrará; pero proporcionalmente entrará mayor cantidad de gasolina como consecuencia de la mayor depresión producida en la embocadura de la tobera.

Y viceversa, a menor velocidad, menor entrada de aire, pero proporcionalmente mucha menor entrada de combustible.

En resumen: a altas velocidades la mezcla sería demasiado rica (exceso de combustible), y a pequeñas velocidades demasiado pobre (exceso de aire).

A fin de evitar este contratiempo y lograr una mezcla estable, en las proporciones debidas, el carburador lleva el aditamento de la cámara H, que comunica con el depósito D y el tubo del carburador, así como con el aire exterior.

A esta cámara H de compensación llega siempre la misma cantidad de combustible del depósito D, el cual irá trasvasando al tubo del carburador por medio del conducto o tobera auxiliar.

A poca velocidad, la falta de combustible que proporciona la tobera principal queda compensada con la suministrada por la cámara H.

A medida que aumenta la velocidad, la cantidad de gasolina que la cámara H suministra va siendo proporcionalmente menor, aumentando en cambio la cantidad de aire aspirada a través de ella, lo que da lugar a que, a altas velocidades, la escasez de aire quede a su vez compensada.

En torno a esta solución se han ideado numerosas variaciones, seguidas en mayor o menor cantidad por los distintos fabricantes y que, como hemos dicho, no pueden ser recogidas en estas líneas.

Ahora, como dibujantes proyectistas, echemos un vistazo a la solución práctica que le ofrecemos en la figura 190.

Se ha reunido el conjunto del carburador en una pieza de fundición, bronce, acero o aluminio, en la que se han incorporado las piezas auxiliares precisas.

La pieza de fundición está provista de dos gruesas embocaduras: una para la entrada de aire y la otra de unión al conducto de admisión del motor.

Asimismo observamos otros conductos:

a) El de admisión de gasolina, que comunica con la válvula de aguja, reguladora de la entrada de combustible en el depósito.

b) El de entrada de aire a la cámara de compensación, y

c) Para los tapones roscados *m* y *n*, que comunican con los conductos de la tobera principal y la cámara de compensación, cuya utilidad es facilitar la limpieza de los mismos.

Hay que anotar, también, los conductos internos, para fijar, con rosca, las toberas.

Como piezas auxiliares tenemos:

La tapa, que cierra la cavidad del depósito y va provista de un conducto para la entrada de gasolina hasta el dispositivo de la válvula de aguja.

La susodicha válvula.

El flotador, provisto del correspondiente asiento para la aguja, y la agarradera móvil, para conseguir su centraje con el dispositivo de la válvula.

Por último, la llave de mariposa, que ha de cerrar perfectamente en su posición correspondiente, lo que exige un acabado esmerado del interior de este conducto.

VALVULAS DE COMBUSTIBLE

Son empleadas en los motores diésel para inyectar el combustible líquido, finamente pulverizado, en la cámara del cilindro. Su inflamación se produce al entrar en contacto con el aire caliente contenido en él.

En la figura 191 dejamos representada, en corte, una válvula de inyección de combustible.

En ella distinguimos el cuerpo, provisto del conducto de acceso del aceite combustible.

La tobera, de acero especial templado.

El casquillo guía de la aguja de la válvula.

Y la camisa perforada por donde se distribuye el combustible, pasando por los canales inclinados, al abrir la aguja el conducto como consecuencia de la fuerte presión ejercida por el aire de inyección.

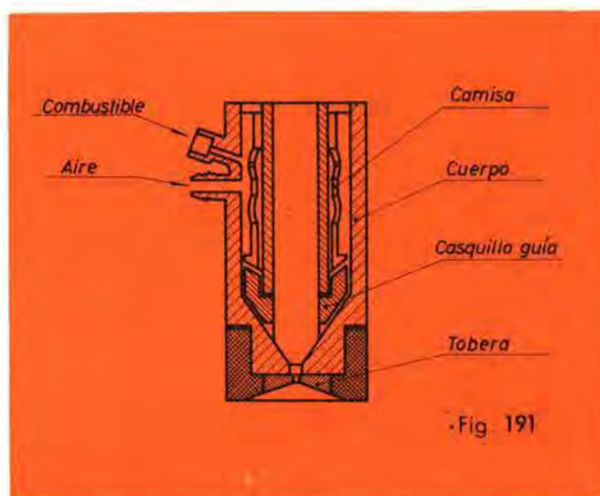


Fig. 191

GRIFOS

Ya hemos señalado que los grifos se caracterizan por ser dispositivos de cierre de fluido a base de elementos que cierran o abren los pasajes o conductos de fluido, descubriendo éstos en la medida deseada.

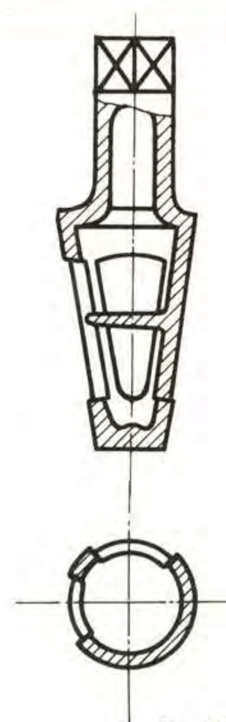
Normalmente el elemento de interceptación es un espárrago en forma de tronco de cono, provisto de una abertura lateral o luz, espárrago que recibe el nombre de macho (fig. 192).

El cuerpo de los grifos, en hierro fundido o bronce, posee dos o tres conductores.

Los dos conductos — llamados de dos vías o doble vía — corresponden a la entrada y salida del fluido. Entre ambos llevan practicado un agujero cónico para introducir el macho, el cual determina la comunicación o incomunicación entre los ramales, según la posición en que se encuentre la abertura del mismo (fig. 193).

La parte superior del macho adopta diferentes formas. Por regla general termina en un cuadrado para ajustar la llave o volante de maniobra. Otras veces es a simple rosca.

Por último, una caperuza o tapa, roscada sobre el cuerpo, completa el conjunto e impide que el macho pueda salirse.


Fig. 192

El funcionamiento de los grifos de tres conductos — llamados de tres vías — es idéntico al de los otros. La diferencia estriba en que el conducto de entrada se bifurca en dos, por lo que la luz del macho consiste en tres aberturas, para que correspondan con los tres conductos del cuerpo.

Los conductos, y por consiguiente las aberturas, están dispuestas de tal modo que dejen una superficie de 90º libre de orificios, a fin de que sirva de cierre del conducto de entrada cuando sea menester (fig. 194).

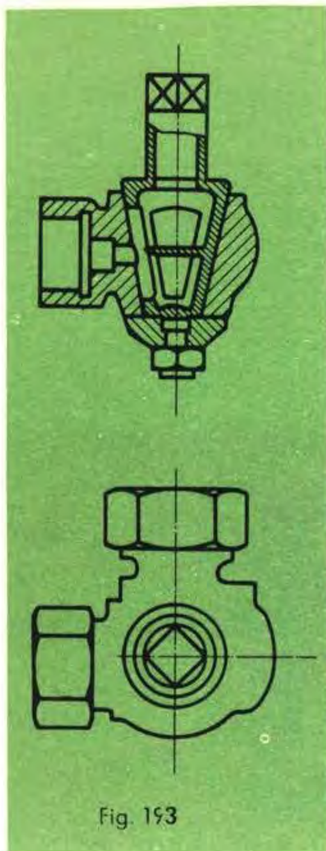
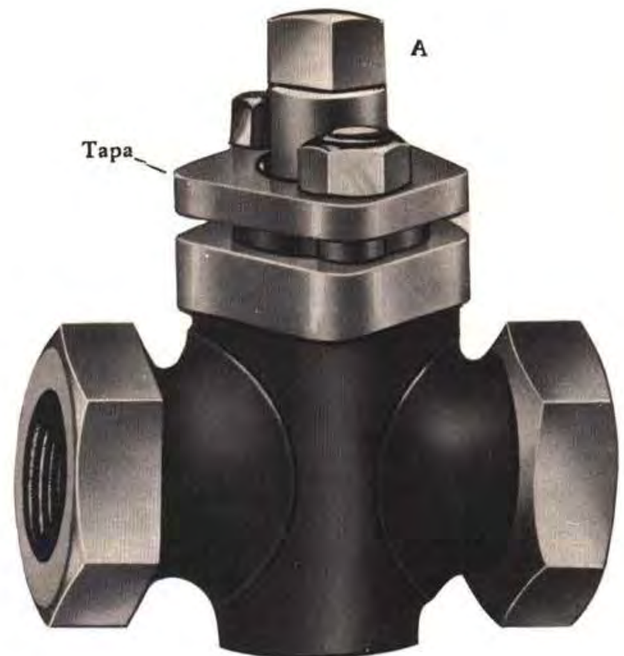
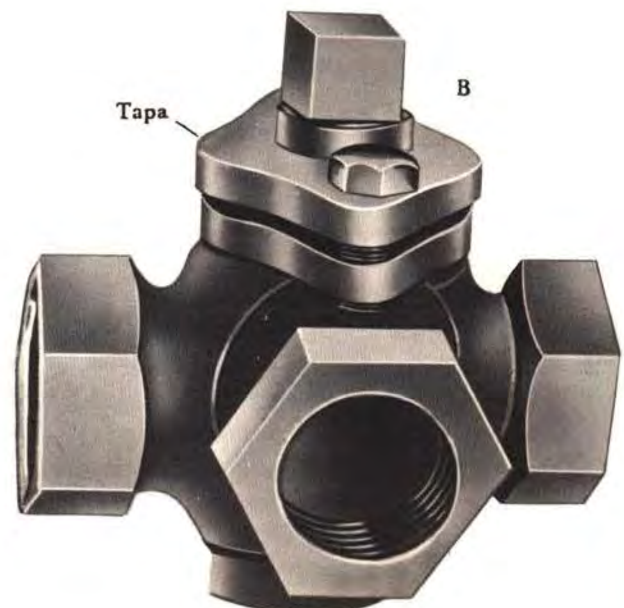


Fig. 193





A. — Grifo recto.

B. — Grifo de tres direcciones. Vea que es el mismo grifo de la figura 193, al que se le ha añadido una nueva salida. En este caso, la luz del cuadro sería similar a la indicada en la figura 194.



Fig. 194

CALCULO ELEMENTAL DE VALVULAS PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

No es posible consignar datos para el cálculo y dimensiones de las válvulas, dada su extraordinaria profusión y distintas características, por lo que nos abstendremos de ello. Únicamente, a título de referencia, hemos indicado algunas cotas tipo en las figuras representadas.

No obstante, vamos a hacer una excepción con las válvulas de los motores de combustión interna, por su interés y difusión en la vida moderna.

En las figuras 195 y 196 puede verse el esquema de dos válvulas, una con asiento plano y otra con cónico, con las acotaciones importantes:

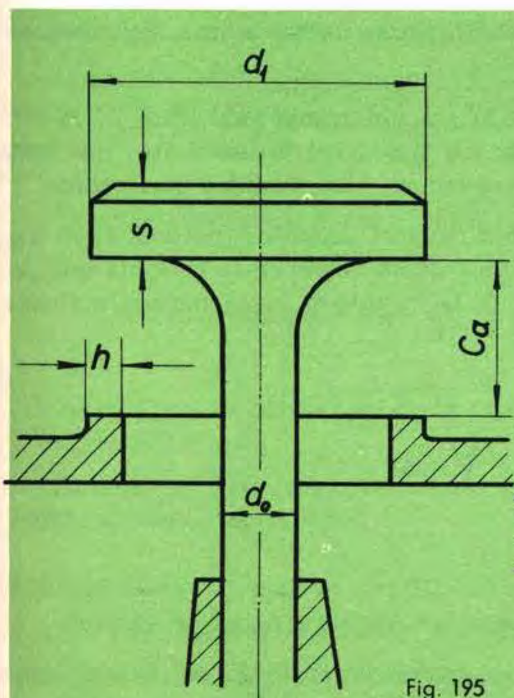


Fig. 195

Esquema de una válvula con asiento plano.

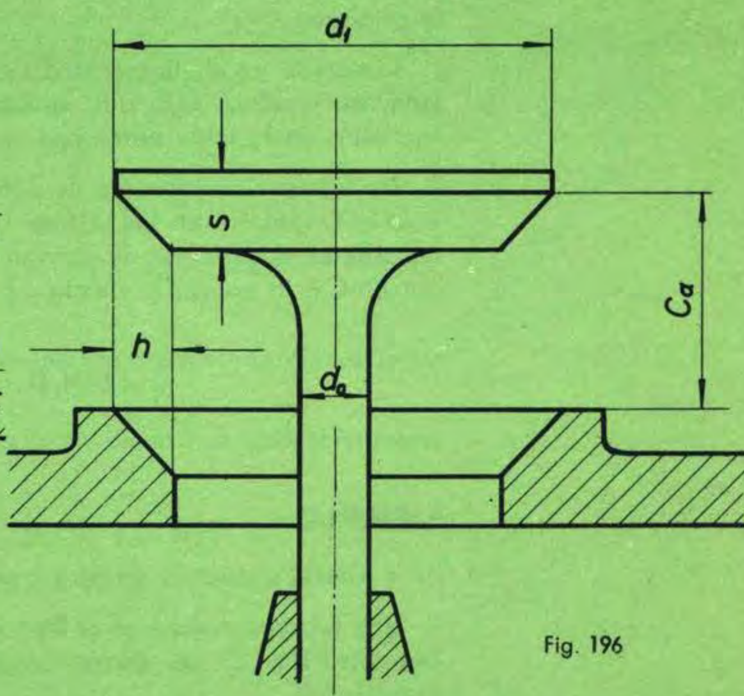


Fig. 196

Esquema de una válvula con asiento cónico.

Las dimensiones de la válvula, tales como el diámetro del plato, grosor del mismo, diámetro del vástago y carrera de la válvula, están condicionadas por la sección transversal libre de la válvula y, por consiguiente, por el diámetro *d*.

Éste, a su vez, depende del diámetro D del cilindro, la carrera C del mismo y de las velocidades del émbolo y del combustible o mezcla.

Para ello nos valemos de la siguiente fórmula:

$$d = D \sqrt{\frac{v}{v_m}} \quad \text{(en centímetros)}$$

En la que:

D = diámetro del cilindro,
v = velocidad media del émbolo,
v_m = velocidad del combustible.

La velocidad media del émbolo puede hallarse en la tabla correspondiente, que le dimos en la lección 25; y, con mayor exactitud, utilizando la fórmula que figura al pie de la citada tabla, esto es: $v = \frac{c \cdot r}{3.000}$

(c = carrera del cilindro; r = revoluciones por minuto.)

Con respecto a v_m puede encontrarlo en la tabla que incluimos en la presente.

Conocido ya el diámetro *d* de la sección transversal libre de la válvula, no tenemos más que aplicar los datos correspondientes que consignamos en la tabla antedicha para conocer las medidas pertinentes.

De tratarse de motores de doble efecto (recuerde: motores cuyo émbolo es impulsivo en los dos sentidos de su carrera), la fórmula que determina el diámetro de la sección de la válvula es la misma multiplicada por 0'94, o lo que es lo mismo:

$$d = 0'94 . D \sqrt{\frac{v}{v_m}}$$

EJEMPLO

Y ahora, siguiendo nuestra costumbre, vamos a poner un ejemplo:

Sea un motor de aceites ligeros, cuyas dimensiones de cilindro son: Diámetro D = 25 cm. Carrera = 40 cm. Número de revoluciones por minuto = 300.

La tabla que proporciona los datos para calcular las válvulas de admisión y escape es la que presentamos en la página siguiente. Observe cómo las distintas cotas a determinar están en función de d.

TABLA PARA EL CALCULO DE VALVULAS DE ADMISION Y ESCAPE EN LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

	Motores de aceites ligeros y gas	Motores diésel
C_a = carrera de la válvula	0'25 d	0'25 d
h = anchura del asiento	0'03 d	0'043 d
d_o = diámetro del vástago	0'14 a 0'22 d	0'17 a 0'25 d
s = grueso del plato:		
en válvulas de acero	0'15 d_1	0'17 d_1
en válvulas de hierro fundido	0'20 d_1	0'22 d_1
d_1 = diámetro del plato	d + 2 h	d + 2 h
VELOCIDAD DEL COMBUSTIBLE = V_m:		
En cilindros menores de 500 mm ∅	30 m/seg	50 m/seg
En cilindros mayores de 500 mm ∅	40 m/seg	60 m/seg

Para proceder al cálculo del diámetro de la sección transversal libre de la válvula, precisamos conocer previamente el valor de la velocidad media del émbolo *v*, para lo cual aplicamos su fórmula:

$$v = \frac{c \cdot r}{3.000} = \frac{40 \times 300}{3.000} = 4'0 \text{ m/seg.}$$

El valor de *d* será, pues:

$$d = D\sqrt{\frac{v}{vm}} = 25\sqrt{\frac{4}{30}} = 9'0 \text{ cm.}$$

(El valor de v_m se ha hallado en la tabla, en el epígrafe «en cilindros menores de 500 mm».)

El resto de datos que precisamos es fácil. Basta con aplicar correctamente los datos de la tabla:

Carrera de la válvula = C_a = 0'25 d = 0'25 × 9 = 2'25 cm.

Anchura del asiento = h = 0'03 d = 0'03 × 9 = 0'27 cm.

Diámetro del vástago = d_o = 0'14 d = 0'14 × 9 = 1'26 cm.
(tomando el valor mínimo de d_o = 0'14 d)

Diámetro del plato = d_1 = d + 2 h = 9 + 2 × 0'27 = 9'54 cm.

Grueso del plato = s = 0'15 d_1 = 0'15 × 9'54 = 1'42 cm.

Se supone que la válvula es de acero.

CALCULO DEL RESORTE

Para proceder al cálculo del resorte debe tenerse presente que en todo momento debe soportar fuerzas o cargas, las cuales vienen determinadas por las dos posiciones extremas de la válvula; esto es, cuando está cerrada y cuando está totalmente abierta.

En su momento de mayor distensión, o sea cuando está cerrada, la carga o fuerza que soporta está representada por el peso total de la válvula (incluidos vástago, plato o cabeza, plato de apoyo del resorte, etc.), que designaremos por G.

Los rozamientos de guías, prensaestopas, etc., cuyo valor aproximado podemos evaluarlo en un 10 % del total, se designarán R.

Y como valor principal, la fuerza representada por la depresión del cilindro en la carrera de aspiración, que viene dada por la fórmula:

$$F_d = p_o \cdot \pi r^2$$

en donde p_o es un coeficiente que varía según el tipo de regulación adoptado, y cuyos límites consignamos en la tabla inserta más abajo.

πr^2 = sección transversal libre de la válvula.

Así, pues, la carga o fuerza que soporta el resorte cuando está cerrado es:

$$F_c = F_d + G + R$$

En su momento de mayor abertura, el resorte soporta esta misma carga, incrementada por la aceleración de las piezas móviles. El valor de esta fuerza es:

$$F_a = P_m \cdot F_c$$

TABLA PARA LOS VALORES DE P_o y P_m

P_o = 0'2 a 0'3 en motores de gas y aceites ligeros.
= 0'25 en motores diésel.
P_m = 1'2 a 1'5.

Así, pues, para proceder al cálculo del resorte, repetimos, hemos de tener presentes estas dos cargas.

Una vez averiguadas éstas, lo demás es fácil, pues para evitarnos ulteriores operaciones echaremos mano de la tabla para el cálculo de resortes helicoidales inserta en la lección 19 (página 173), de cuyo manejo suponemos a usted al corriente.

Y vamos con el cálculo de nuestro ejemplo. Para ello vamos a suponer que el peso de la válvula es: G = 6 Kg. Como valores de P_o y P_m tomamos: $P_o = 0'2$ y $P_m = 1'4$.

Tendremos:

Valor de F_d (para saber F_c = carga con la válvula cerrada):

$$F_d = P_o \cdot \pi r^2 = 0'2 \times 3'14 \times 4'5^2 = 12'71 \text{ Kg.}$$

(Recuerde que d = 9, por tanto radio, r = 4'5.)

Luego:

$$F_e = F_d + G + R = 12'71 + 6 = 18'71 + R = 18'71 + 1'87 = 20'58 \text{ Kg.}$$

(El valor de R hemos dicho que era de un 10 % del total.)

En cuanto a F_a, tendremos:

$$F_a = P_m \cdot F_e = 1'4 \times 20'58 = 28'81 \text{ Kg.}$$

Resumiendo, tenemos las siguientes cargas:

Válvula cerrada (máxima distensión): $F_e = 20'58$ Kg.
Válvula abierta (máxima contracción): $F_a = 28'81$ Kg.

Llamamos su atención sobre el hecho de que el resorte helicoidal, en estos casos, trabaja por compresión, de modo que su máximo trabajo, y por tanto su máxima flecha, se produce en la mayor contracción.

Supongamos que la garganta del plato de apoyo consiste en un resorte cuyo diámetro de espira es de 8 cm = 80 mm.

Y recurriendo a las tablas de la lección 19, observamos que para tal diámetro la carga con exceso más próxima corresponde a 45'9 Kg, a lo que corresponde un diámetro de alambre de 6 mm.

Para hallar su flecha exacta —puesto que en nuestro caso el esfuerzo es de 28'81 Kg—, recurrimos a establecer la proporción, sabiendo que la flecha que corresponde a 45'9 Kg es de 15'3:

$$I = \frac{28'81 \times 15'3}{45'9} = 9'6 \text{ mm.}$$

Y trabajando a su carga mínima, o sea, cuando la válvula está cerrada, la flecha será:

$$I = \frac{20'58 \times 15'3}{45'9} = 6'8 \text{ mm.}$$

La diferencia entre ambas flechas: 9'6 — 6'8 = 2'8 mm.

Siendo la longitud total de contracción del resorte igual a la carrera de la válvula, resulta ser de: 2'25 cm = 22'5 mm.

Por consiguiente, el número de espiras:

$$n = \frac{22'5}{2'8} = 8 \text{ espiras}$$

Esta última parte del cálculo es ya conocida por usted, y nos hemos limitado a seguir el razonamiento.

Al calcular la longitud total del resorte encontramos, sin embargo, una variación.

Esta variación consiste en que, dadas las especiales circunstancias en que estos resortes trabajan, es aconsejable que cuando estén sometidos a la carga de la flecha máxima, quede todavía un pequeño juego entre las espiras; es decir, que no hagan contacto entre sí. Este pequeño juego es del orden de un tercio respecto al diámetro del alambre.

Por tanto, para calcular la longitud total del resorte (o sea, sin carga alguna) hay que tener en cuenta este dato. Hay que tener en cuenta, también, añadir media espira por lado, para el perfecto asiento del resorte, lo que equivale a otra espira.

He aquí el cálculo de la longitud total.

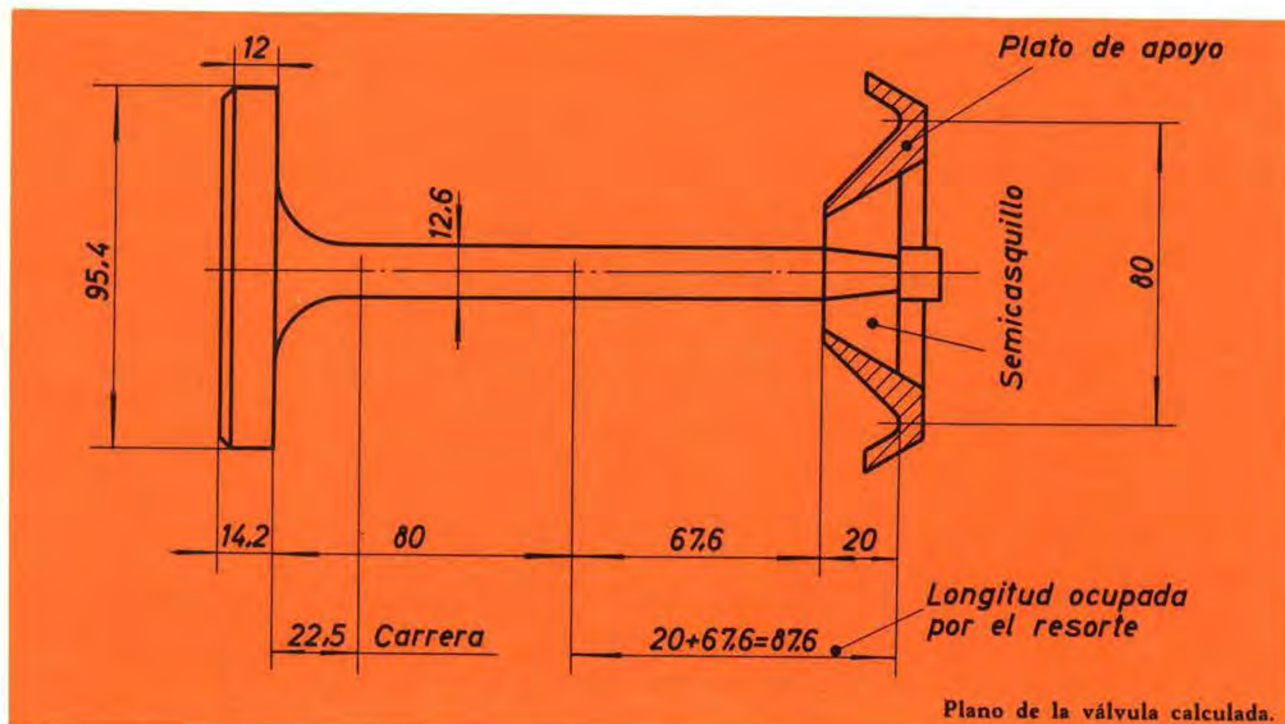
8 espiras de Ø 6 mm.	48 mm
2 medias espiras, para asiento	6 mm
7 espacios de flecha máxima (9'6 mm).	67'2 mm
7 complementos de espacio para evitar que las espiras se junten ($1/3 \times 6 = 2$)	14 mm
Total	135'2 mm

Y el paso del resorte (centro a centro de espira) será:

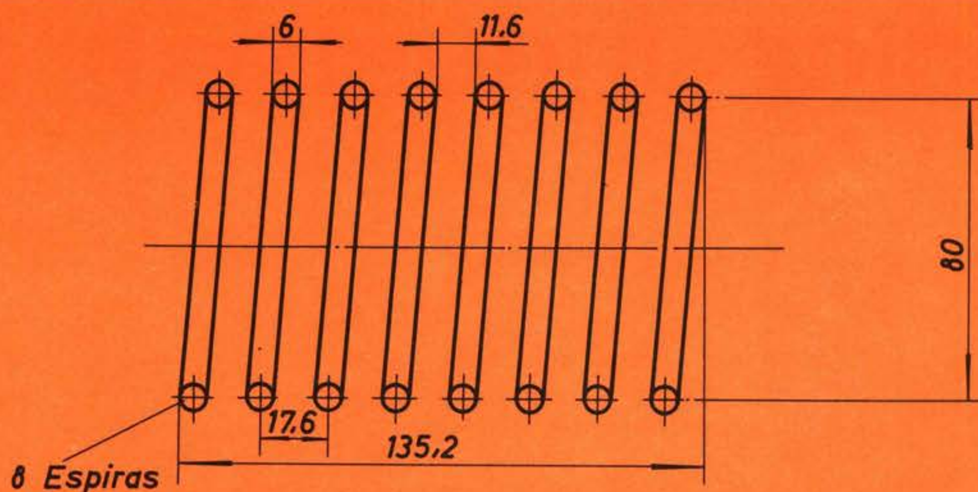
$$6 + 9'6 + 2 = 17'6 \text{ mm}$$

Por último, el espacio ocupado por el resorte en su alojamiento cuando está en reposo, es decir, estando la válvula cerrada, será la longitud total menos la contracción que sufre la válvula cerrada, contracción que equivale al número de espacios entre espiras multiplicado por la flecha mínima: $7 \times 6'8 = 47'6$.

El espacio que ocupa es, por tanto: $135'2 - 47'6 = 87'6$ mm.



Plano de la válvula calculada.

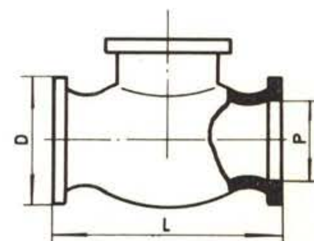


Plano del resorte calculado.

TABLA PARA ESTABLECER LAS DIMENSIONES DE UNA VALVULA

TABLA I.— **Estas son las dimensiones adoptadas para presiones normales.**

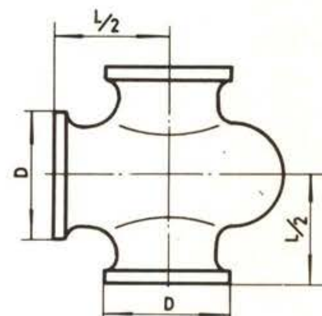
Paso P m/m	Largo útil L m/m	Diámetro de bridas D m/m	Diámetro del círculo de agujeros m/m	Tornillos Número	Tornillos grueso pulg.	Diámetro de los agujeros m/m
10	90	70	50	3	5/16	9
15	100	80	60	4	5/16	9
20	120	95	70	4	3/8	11
25	135	110	80	4	3/8	11
30	150	120	90	4	3/8	11
35	160	130	100	4	3/8	11
40	180	140	110	4	1/2	14
45	190	150	115	4	1/2	14
50	200	160	125	4	5/8	17
55	210	170	130	4	5/8	17
60	220	175	135	4	5/8	17
65	230	180	140	4	5/8	17
70	240	185	145	4	5/8	17
80	260	200	160	4	5/8	17
90	280	215	170	4	5/8	17
100	300	230	180	4	3/4	17
110	320	245	195	4	3/4	21
120	340	260	210	4	3/4	21
125	350	260	210	4	3/4	21
130	360	275	220	4	3/4	21
140	380	285	230	6	3/4	21
150	400	290	240	6	3/4	21
160	420	300	250	6	3/4	21
175	450	320	270	6	3/4	21
200	500	350	300	6	3/4	21
225	550	370	320	6	3/4	21
250	600	400	350	8	3/4	21
275	650	425	375	8	3/4	21
300	700	450	400	8	3/4	21
350	800	520	465	10	7/8	24
400	900	575	520	10	7/8	24



L = largo util

D = diametro de brida

P = paso



NOTA

En las válvulas angulares la distancia desde el borde de las bridas al centro del paso es igual a la mitad de la longitud L correspondiente a la válvula de paso recto de igual paso.

técnica industrial 8

ACABADOS DE PIEZAS

Cuando se proyecta una pieza, aparato o máquina, surge inmediatamente el problema del acabado, el cual se prevé desde el mismo momento que se realiza el dibujo, pues muchas veces la decisión final sobre el material a utilizar en su mecanización se hace depender del proceso del acabado, el cual, como dijimos en la lección anterior, no tiene como única finalidad la mejora de la presentación, sino también la preservación de la influencia nociva de los agentes externos.

El proceso del acabado consiste, en líneas generales, en cubrir la superficie de la pieza en cuestión de una delgada capa de metal o compuesto químico, evitando así que el material de que está formada esté en contacto directo con el aire y la humedad, los dos factores determinantes —por su contenido de oxígeno— para ocasionar su deterioro, pues la acción continuada de éste da lugar a la formación de óxidos.

De todos los metales empleados en la industria es el hierro el que más sufre por esta causa; y quizás el aluminio el que menos, aunque tampoco se halla libre, con el tiempo, de verse recubierto de una delgadísima capa de óxido que desluce su presentación.

Vamos a pasar revista a los procesos de acabado más importantes.

PINTADO

Éste es el proceso más común de todos, tanto por la facilidad con que se lleva a cabo como por la inmensa variedad de tonos y modos de aplicación, que va desde el empleo del pincel a los procedimientos industriales de pistola y «al fuego».

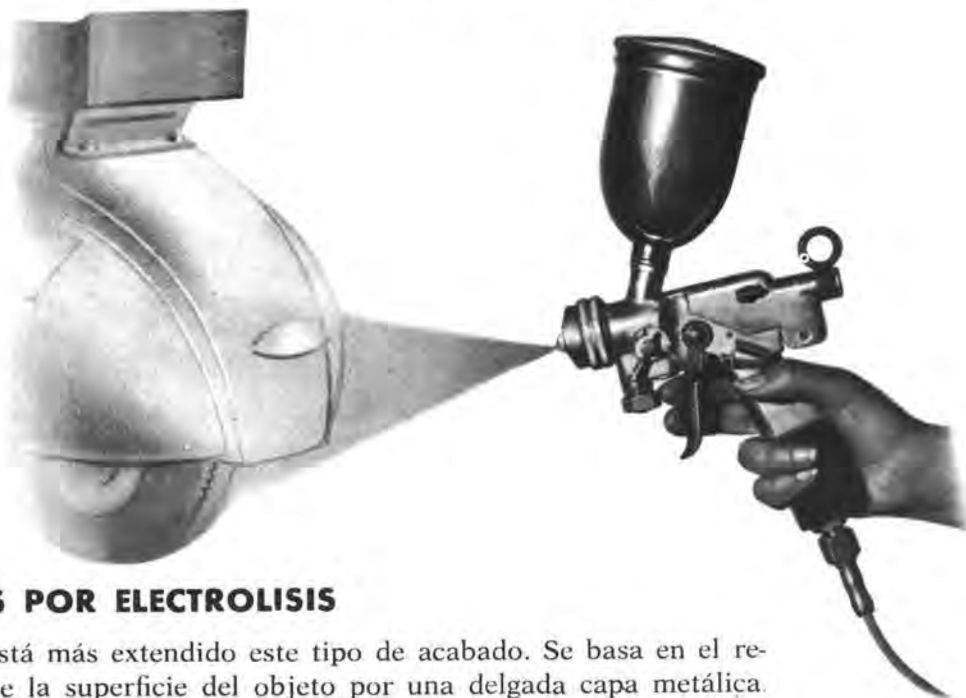
El procedimiento del pincel está hoy prácticamente desterrado. Su campo se constriñe, industrialmente hablando, a retoques o al pintado de piezas de poca importancia que se cubren de pintura para la simple preservación.

El pintado a pistola es hoy común a todas las industrias. Se basa en la pulverización, en chorro más o menos fino, de pintura sobre las superficies a cubrir, logrando así una capa de gran uniformidad.

De todos modos, este procedimiento es más lento de lo que a primera vista parece, pues por lo común las superficies a pintar precisan antes una preparación especial llamada imprimación, que normalmente también es pulverizada por medio de la pistola.

El pintado al fuego, muy extendido para el acabado de aparatos y utensilios sometidos al calor y la intemperie, no es otra cosa que un pintado a pistola. La pieza se coloca después en un horno a baja temperatura donde la pintura se «cuece».

El terminado puede ser a superficie lisa o formando pequeños relieves, a modo del rizado del mar, llamado «craquelé» o «marquelé».



ACABADOS POR ELECTROLISIS

Cada día está más extendido este tipo de acabado. Se basa en el recubrimiento de la superficie del objeto por una delgada capa metálica.

Para ello se sumerge la pieza en cuestión en un baño de una solución que contiene el metal que deseamos depositar, a través de la cual se hace pasar una corriente eléctrica.

De esta suerte obtenemos una gran variedad de acabados, cuyo nombre varía según sea el metal que utilicemos en el recubrimiento:

NIQUELADO. Cuando se emplea el níquel. Puede ser niquelado mate o niquelado brillante. Para obtener este último, basta con someter luego la pieza a un pulido.

CROMADO. Se emplea el cromo. La apariencia es casi idéntica a la del niquelado, pero es más duro y resistente a los agentes externos.

CADMIADO. El metal empleado es el cadmio. La apariencia de un objeto cadmiado es de blanco mate, muy atractivo.

Es muy distinta la apariencia del cadmiado y la del cromado (o niquelado mate). No los confunda: el cadmiado es *blanco* mate. El niquelado es color plata (no blanco).

Del mismo modo tenemos cobrear, dorar, platear, etc.

Generalmente, las piezas de hierro, cobre, bronce, latón y cinc son las que se tratan por electrolisis para cubrirlas del metal elegido.

GALVANIZADO

El proceso del galvanizado es semejante a los anteriores; pero aquí los metales electrolíticos, es decir, los utilizados para el recubrimiento, son el estaño y el cinc.

ANODIZADO

Este modernísimo procedimiento tiene por objeto cubrir el aluminio de una delgadísima capa de alúmina (óxido de aluminio), por medio igualmente de un baño y una corriente eléctrica.

La diferencia básica con la electrolisis, aparte de los productos empleados, estriba en que el depósito de metal se verifica, en ésta, sobre el polo negativo (cátodo), constituido por la pieza tratada; mientras que en el anodizado se verifica sobre el positivo (ánodo). De ahí su denominación.

El terminado del anodizado es extraordinario, pues pueden dársele toda clase de coloridos, de extraordinaria vitalidad.

PLASTIFICADO

Con este nombre se designa un modernísimo procedimiento de acabado que consiste en cubrir el objeto de una capa de material plástico. Para ello se siguen diversos procedimientos, como por ejemplo el vertir el material en estado de fusión. La polimerización es uno de los varios nombres que se emplean en este tipo de acabado.

PAVONADO

Este terminado, de color negro metálico, se obtiene sometiendo las piezas de hierro a un baño de aceite hirviente.

Este terminado, como el niquelado y el cadmiado, se utiliza mucho para piezas pequeñas, como tornillos, tuercas, arandelas, bulones, poleas, etcétera.

DM
DG } 28

Proyectar es fácil





AFHA

MECANICA

Lección 13
ELEMENTOS DE MAQUINAS
Tuberías y bridas
Raccords
Prensaestopas
FISICA APLICADA
Estudio de la presión

Lección 12
PRACTICAS DE DIBUJO
Trazado de una leva

ELEMENTOS de MAQUINAS 13

TUBERIAS - BRIDAS
RETENES O RACCORDS - PRENSAESTOPAS

TUBERIAS

El estudio de las tuberías se reduce a pasar revista a la extensa gama de tipos y modelos creados para satisfacer todas las necesidades de la industria y empresas auxiliares. En su fabricación se ha llegado a una standarización casi completa, favorecida por la gran demanda que en todo momento existe.

Las tuberías se construyen con materiales diversos; sus características se ajustan a las condiciones exigibles en cuanto a la clase de fluido que deben conducir y a la presión y temperatura que deben soportar.

Todo ello repercute en el espesor de sus paredes (distinta, como es natural, para cada clase de material empleado), métodos de unión, etc.

Como consecuencia de todo ello, procederemos a una clasificación de acuerdo con el material de construcción y al empleo específico para el que haya sido construida la tubería:

1. Tubos de fundición de hierro.
2. Tubos de acero
   a) sin soldadura, generalmente de extremidad roscada;
   b) soldados, generalmente con extremidad lisa;
   c) especiales.
3. Tubos de cobre.
4. Tubos de latón.
5. Tubos de plomo.

TUBOS DE FUNDICION DE HIERRO

Los tubos de fundición de hierro son utilizados para la conducción de gas o agua a baja presión (máximo de 10 Kg/cm^2).

Se construyen con diámetros interiores de 40 a 1.000 mm. La longitud de cada tubo es 2 ó 3 metros.

En la tabla que sigue dejamos constancia de las dimensiones principales en los modelos cuya extremidad es de brida. La unión se consigue por medio de bulones o tornillos.

Aparte de este tipo de unión, se construyen también en forma de embocadura.

En la unión por brida, fundida sobre el propio tubo, el acoplamiento se asegura mediante un número determinado de bulones roscados, cuyo número depende del diámetro de la propia brida (véase la tabla). Además, para hacer más seguro el acoplamiento suele trazarse en la superficie de acoplo de la brida unas gargantas, en círculos concéntri-

cos, de 0'5 a 1 mm de profundidad. Entre brida y brida se dispone un material de cierta elasticidad, cuero, amianto, etc.

TABLA DE MEDIDAS DE TUBOS DE FUNDICION DE HIERRO - SUJECION POR BRIDA

Diametro d interior	b mm	h mm	D_1 mm	D_2 mm	Longitud del tubo en m	Diámetro d_8 del bulón en mm	Número de bulones
40	8	18	140	110	2	12	
50	8	18	160	125	2		
60	8'5	19	175	135	2		
70	8'5	19	185	145		16	4
80	9	20	200	160			
90	9	20	215	170			
100	9	20	230	180			
125	9'5	21	260	210			
150	10	22	290	240			
175	10'5	22	320	270			
200	11	23	350	300		20	6
225	11'5	23	370	320			
250	12	24	400	350			
275	12'5	25	425	375			8
300	13	25	450	400			
325	13'5	26	490	435	3		
350	14	26	520	465			
375	14	27	550	495			10
400	14'5	27	575	520		22	
425	14'5	28	600	545			
450	15	28	630	570			12
475	15'5	29	655	600			
500	16	30	680	625			
550	16'5	33	740	675			14
600	17	33	790	725			16
650	18	33	840	775		27	18
700	19	33	900	830			
750	20	33	950	880			20
800	21'5	36	1020	940			
900	22'5	36	1120	1040		30	22
1000	24	36	1220	1140			24

Vea cotas en la primera figura de la página siguiente

En los de embocadura (fig. 198), una de las extremidades termina en una boca ensanchada provista de gargantas interiores, mientras que la otra es lisa o con un resalte final.

El cierre entre las dos extremidades se logra introduciendo trenzas de cáñamo u otro material análogo y se termina por medio de un cordón de plomo que se hace penetrar en las gargantas.

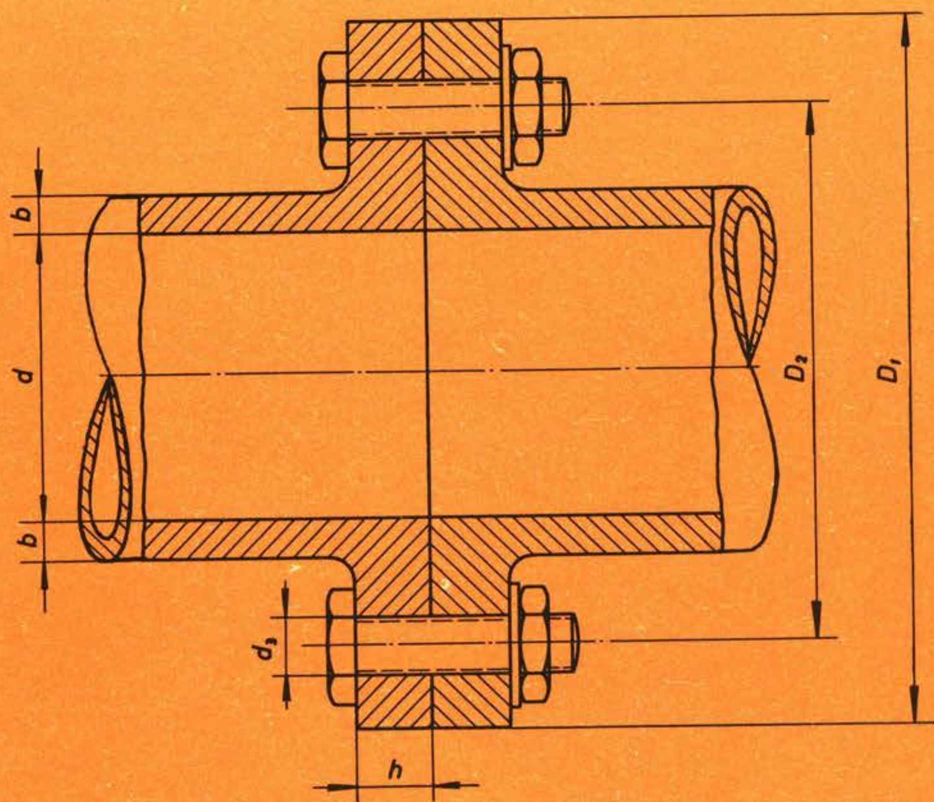


Fig. 197

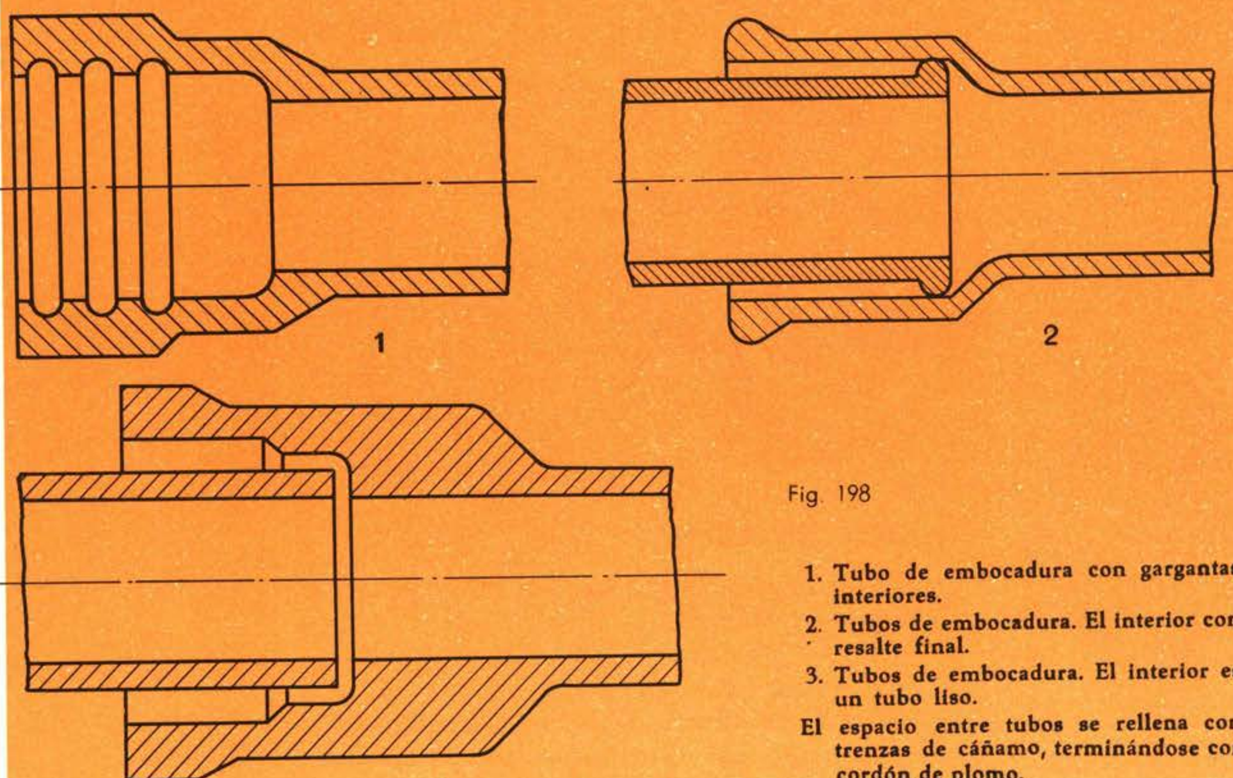


Fig. 198

1. **Tubo de embocadura con gargantas interiores.**
2. **Tubos de embocadura. El interior con resalte final.**
3. **Tubos de embocadura. El interior es un tubo liso.**

El espacio entre tubos se rellena con trenzas de cáñamo, terminándose con cordón de plomo.

Por último digamos que una serie de piezas en forma de codo, cruz, aspas, etc., permiten cuantas ramificaciones puedan precisarse en estos tubos. Vea, a título de ejemplo, varias formas usuales.













TUBOS DE ACERO

Ya hemos indicado, que los tubos de acero pueden clasificarse en dos grandes grupos:

a) tubos de acero sin soldadura; y

b) con soldadura.

El principal distintivo de los tubos sin soldadura consiste en la rosca para la unión que cubre sus extremos, aunque esto no es privativo de todos ellos.

Los tubos soldados tienen la característica opuesta; es decir, sus extremos son lisos, propios para soldar. Pero, al igual que en los otros, tampoco esta modalidad es privativa de su género, puesto que existen tubos de este tipo que tienen la extremidad provista de rosca.



La rosca en los extremos de unión es la principal característica de los tubos que deben unirse sin soldadura.

TUBOS DE ACERO SIN SOLDADURA

La calidad del acero empleado en los tubos de este grupo está en función del fluido y de las condiciones de trabajo.

Así, el acero al carbono de tipo corriente se utiliza en tubos de gas común cuya presión no sobrepase los 35 a 40 Kg/cm². La temperatura no debe exceder de 300° centígrados.

El acero al carbono de calidad se emplea en tuberías para fluidos que pueden exigir más altas presiones. El coeficiente de rotura es de 45 a 55 Kg/ cm² y puede soportar una temperatura de los 400° C.

En acero al carbono de calidad (55 a 65 Kg/ cm²) se construyen tuberías que exigen, además, otras consideraciones, tales como pruebas de aplastamiento, estirado y otras.

Y, finalmente, en las instalaciones que precisan fluido a alta presión y temperatura (superior a 400°), o que emplean fluidos de acción corrosiva, se emplean tubos de acero especial (de 65 a 75 Kg/ cm²).



La unión por manguito es muy corriente en tubos roscados.

Esta amplia gama de aceros cubre todas las necesidades de la industria en lo que concierne a la fabricación de tuberías.

En función de estos distintos tipos de acero empleado, así como a la precisión de su elaboración y demás requisitos, los tubos de acero se distinguen con las denominaciones de:

TUBOS COMERCIALES. Elaboración común. Aceros del primer grupo (DIN St 0029).

TUBOS DE CALIDAD. Elaboración esmerada. Aceros del segundo y tercer grupos (DIN St 3429, DIN St 4529 y DIN St 5529).

TUBOS ESPECIALES. Elaboración y material de acero especial (DIN St 6529).



Aspecto de un manguito de unión para tubos normales.

TIPOS DE TUBOS DE ACERO DE CLASE COMERCIAL

El empleo de los tubos de acero, tanto de clase comercial como de calidad, abarca una extensa gama de aplicaciones, como dejamos dicho. Para atenderlas se construyen de diversos tipos. Los principales son:

a) Tubos «gas».
b) Tubos para pozos artesianos.
c) Tubos lisos.
d) Tubos para acueductos.
e) Tubos para oleoductos.

He aquí una clasificación de estos tubos, en función a su empleo:



Enlace para tubos roscados.

TUBOS GAS

TIPO NORMAL — Para conducciones de gas, vapor o líquido a baja presión. Desagües, protección de líneas eléctricas, etcétera. Presiones hasta 30 Kg/cm².

TIPO REFORZADO	Idem. Presiones hasta 40 Kg/cm².
TIPO SUPERIOR	Para utilizar en conducciones de altas presiones, tales como compresores, hidroeléctricas, colectores, etc.

Los extremos de estos tubos suelen terminarse en rosca gas. Su unión se verifica por medio de manguitos.

El tubo lleva rosca gas cónica; la del manguito es cilíndrica.

También se terminan empleando bridas, como las reseñadas en la lección 24.

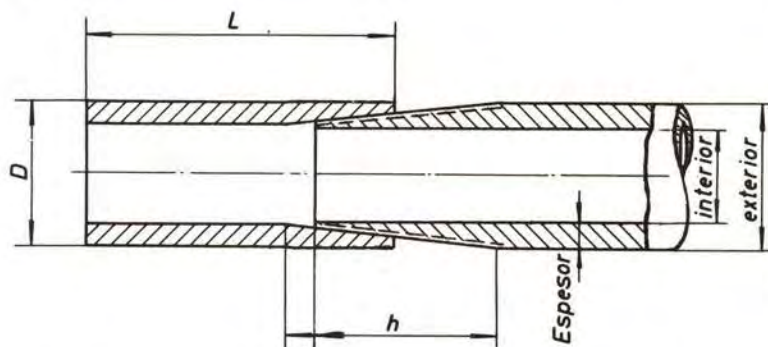


TABLA DE DIMENSIONES DE TUBOS GAS NORMALES Y REFORZADOS DIMENSIONES DE LOS MANGUITOS CORRESPONDIENTES

Diámetro nominal del tubo en mm	DIAMETRO EFECTIVO			ESPESORES		h	MANGUITO		
	Diámetro interior Tipo N	Diámetro interior Tipo R	Diámetro exterior N y R	N	R		Diámetro D	L	Diámetro rosca
6	6	5	10	2	2'5	11'5	16	25	9'73
8	8'75	7'75	13'25	2'25	2'75	13	19'5	27	13'16
10	12'25	11'25	16'75	2'25	2'75	15	23	30	16'66
15	15'75	14'75	21'75	2'75	3'25	19	28	34	20'96
20	21'25	19'75	26'75	2'75	3'5	22	35	38	26'44
25	27	25'5	33'5	3'25	4	25'5	41'5	42	33'25
32	35'75	34'25	42'25	3'25	4	28'5	51	50	41'91
40	41'25	39'75	48'25	3'5	4'25	28'5	57	55	47'80
50	52'5	51	60	3'75	4'5	31'5	70	65	59'61
60	58'5	57	66	3'75	4'5	35'5	76	70	65'71
70	68	66'5	75'5	3'75	4'5	35'5	87	74	75'18
80	80'25	78'75	88'25	4	4'75	38'5	101	80	87'88
90	92'5	91	101	4'25	5	41'5	114	86	100'33
100	105	103'5	113'5	4'25	5	44'5	127	94	113'03
110	118	115'5	126'5	4'25	5'5	44'5	140	100	125'73
125	130	128	139	4'5	5'5	47'5	153	110	138'43
150	155'5	153'5	164'5	4'5	5'5	54'5	179	120	163'83

TABLA DE DIMENSIONES PARA TUBOS GAS TIPO SUPERIOR, CON INDICACION DE LAS PRESIONES NOMINALES ADMISIBLES. Cotas en mm

DIAMETROS		Espesor	Presión nominal en Kg/cm²
Externo	Interno		
10	6	2	250
	5	2’5	400
13’25	8’75	2’25	250
	7’25	3	400
16’75	12’25	2’25	160
	11’25	2’75	250
	9’25	3’75	400
21’25	15’75	2’75	160
	14’75	3’25	250
	12’25	4’5	400
26’75	21’25	2’75	160
	19’25	3’75	250
33’5	27	3’25	160
	24’5	4’5	250
	19’5	7	400
42’25	35’75	3’25	100
	34’25	4	160
	31’25	5’5	250
	24’25	9	400
48’25	41’25	3’5	100
	39’75	4’25	160
	36’25	6	250
	28’25	10	400
60	52’5	3’75	100
	50	5	160
66	58	4	100
	55	5’5	160
	50	8	250
	38	14	400

DIAMETROS		Espesor	Presión nominal en Kg/cm²
Externo	Interno		
75’5	66’5	4’5	100
	63’5	5	160
	57’5	9	250
88’25	78’25	5	100
	74’25	7	160
	66’25	11	250
	52’25	18	400
101	90	5’5	100
	85	8	160
	77	12	250
	61	20	400
113’5	105	4’25	64
	101’5	6	100
	95’5	9	160
	85’5	14	250
	69’5	22	400
126’5	116’5	5	64
	112’5	7	100
	106’5	10	160
	94’5	16	250
	78’5	24	400
139	128	5’5	64
	123	8	100
	117	11	160
	107	16	250
	87	26	400
164’5	152’5	6	64
	146’5	9	100
	136’5	14	160
	124’5	20	250
	104’5	30	400

TUBOS PARA POZOS ARTESIANOS

TIPO LIGERO Se utilizan para pozos de poca o media profundidad y en terrenos fáciles de perforar.

TIPO PESADO Se emplean en pozos de gran profundidad o que ofrezcan dificultades de sondeo. Terrenos duros, etc.

Estos tubos se construyen con los mismos diámetros exteriores que los tubos de gas; sus extremos llevan rosca gas cilíndrica. La unión se logra por medio de manguitos.

La diferencia entre los tubos de tipo ligero y tipo pesado se debe a que en estos últimos el espesor de las paredes es mayor, así como la longitud de la rosca, lo que permite usar manguitos de tipo largo y por tanto lograr una unión más firme.

Material empleado: acero al carbono (DIN St 0029).

TUBOS LISOS

Estos tubos obedecen, en líneas generales, a tres tipos:

TIPO COMERCIAL — Son de normal empleo en toda clase de construcciones mecánicas que no exijan esfuerzos especiales. Asimismo, para las conducciones de agua, gas, vapor, etc., a baja presión y temperatura no superior a los 200 grados centígrados. Material: acero al carbono (DIN ST 0029).

TIPO NORMAL — De uso en la industria calderera, para la construcción de calderas de pequeña y mediana presión. Bombas, serpentines, etc.

Material: acero al carbono de calidad (DIN St 3429).

TIPO SUPERIOR — Idem, incluso para calderas y conducciones de alta presión.

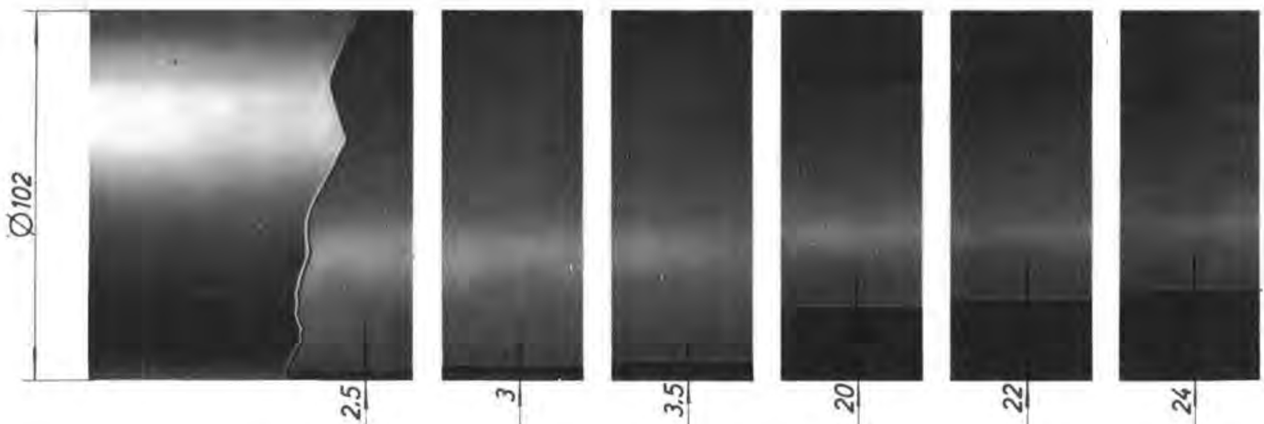
Material: acero al carbono de calidad (DIN St 4529 y St 5529).

Estos tubos son de superficie lisa, tanto interna como externa, y se suministran en longitudes comprendidas entre 3'5 y 7 metros.

Dentro de la extensa gama de diámetros exteriores, existen de muy diversos espesores por cada diámetro exterior. Incluimos una tabla de medidas.

Esta tabla, totalmente gráfica, es de sencillo manejo.

Así, por ejemplo, veremos que se construyen tubos de 102 mm de diámetro exterior en todos los espesores indicados y comprendidos entre 2'5 y 24 mm; es decir, en 22 espesores diferentes.



Para un mismo diámetro exterior se construyen tubos lisos de espesores muy distintos. **Vea la tabla en la página siguiente.**

TABLA DE DIAMETROS Y ESPESORES PARA TUBOS LISOS

Ø exterior	0'5	0'75	1	1'25	1'5	2	2'5	3	3'5	4	4'5	5	5'5	6	6'5	7	7'5	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	35	40
6	—	—	—	—	—																													
8	—	—	—	—	—	—																												
10	—	—	—	—	—	—	—																											
12	—	—	—	—	—	—	—	—																										
14	-	—	—	—	—	—	—	—	—																									
16	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—																								
18	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																							
20	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																						
22	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																					
25	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																				
28	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																		
30	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																	
32	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																
35	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																
38	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—															
44'5	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—													
51	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—												
57	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—											
63'5	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—											
70	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—										
76	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—									
89	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—							
102	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—						
108	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
121	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
133	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
146	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
159	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
171	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
191	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
216	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
241	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
267	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
292	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
318	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
343	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
368	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
419	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
470	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0'5	0'75	1	1'25	1'5	2	2'5	3	3'5	4	4'5	5	5'5	6	6'5	7	7'5	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	35	40

TUBOS PARA ACUEDUCTOS

Estos tubos son una variante de los anteriores, pero dimensionados para la construcción de acueductos; esto es, conducciones de agua u otro fluido similar. Se presentan en dos tipos:

Diámetro entre 50 y 100 mm	Construidos de acero al carbono de calidad (DIN St 3429).
Diámetro entre 100 y 900 mm	Construidos de acero al carbono de calidad (DIN St 5529).

Los tubos tienen una longitud entre 7 y 11 metros, según el diámetro.

La unión se verifica por el sistema de embocadura, ya mencionado.

TUBOS PARA OLEODUCTOS

Estos tubos se fabrican de acero al carbono, como los anteriores (DIN St 3429), y se utilizan en las conducciones de petróleo, agua o gas de las refinerías.

Los de más calidad, para alta presión, son especiales, en acero al cromo.

TUBOS ESPECIALES

Podemos establecer así la clasificación de los diversos tipos de tubos especiales:

a) Tubos lisos especiales.
b) Tubos para oleoductos.
c) Tubos moldeados y de precisión.
d) Tubos para aparatos de medida.
e) Tubos inoxidables.

a) TUBOS LISOS ESPECIALES. Para la fabricación de calderas de alta presión, máquinas hidráulicas, construcciones mecánicas.

Material: acero de calidad especial (DIN St 6529).

Medidas: las mismas que los tubos lisos ya mencionados.

b) TUBOS PARA OLEODUCTOS. Especiales para refinerías y conducciones petrolíferas. Material, acero al cromo-molibdeno.

c) TUBOS MOLDEADOS Y DE PRECISIÓN. Incluimos en esta denominación, los tubos moldeados, en forma ovoidal, rectangular, lenticular, elíptica, etc. Material de calidad.

Asimismo incluimos en este apartado los tubos lisos construidos del mismo material, con superficie muy pulimentada. Se utilizan profusamente en las industrias del motor (aviación, automovilismo).

d) TUBOS PARA APARATOS DE MEDIDA. Se presentan, por lo general, en carretes de 10, 20 y 30 metros. Son de pequeño diámetro (0'25 a 0'45 mm interior). Empleo: aparatos de medida, y de precisión.

e) TUBOS INOXIDABLES. Aquí se incluye una amplia gama de tubos, fabricados en aceros especiales de gran resistencia a la corrosión y oxidación.

Empleo: en la industria química y derivados.

TUBOS DE ACERO SOLDADOS

Estos tubos se construyen con planchas o cintas laminadas de acero apropiado a las características de uso a que se destinen. Sus perfiles y soldaduras se verifican en máquinas adecuadas que cumplen los dos cometidos a la vez. Sin embargo, puede procederse ulteriormente a completar su acabado, para adaptarlos del modo conveniente.

A continuación hacemos un breve resumen de los diferentes tipos utilizados:

TUBOS GAS. Con terminación lisa o roscada.
Las mismas dimensiones que los tubos gas sin soldadura en lo que respecta a su diámetro interno (entre 12'25 y 68 mm). Material. Acero al carbono (DIN St 0029).

TUBOS DE ACERO LIGERO. Se construyen en dos tipos de acero y terminado externo: en acero al carbono de calidad (DIN St 3429), con superficie muy lisa, brillante o mate; en acero al carbono (DIN St 0029), con la superficie lisa tal como sale de la laminación.
Medidas: diámetro externo, de 14 a 100 mm; espesor, de 1'2 a 3'5. Empleo: para construcciones tubulares y de pequeña mecánica. En la variedad recocida son fáciles de trabajar, doblar, etc.

TUBOS DE PRECISIÓN. Se construyen con aceros al carbono de calidad y de distintas resistencias a la rotura (DIN St 3429, St 4529 y St 5529). Se emplea especialmente en estado recocido, por su aguante a las deformaciones y sus buenas condiciones para ser trabajados. Tienen una construcción esmerada, con la superficie lisa que permite acabados vistosos, ya sea por pintura o por electrolisis, a fin de recubrirlos de finas capas de cadmio, níquel, cromo, etc.
Medidas: diámetro: de 6 a 90 mm. Espesor: de 0'5 a 2'5 mm. Empleo: numerosos; sobre todo en las construcciones mecánicas. Asimismo para la conducción de fluidos (serpentines, tubos de escape, radiadores, bombas, etc.).

TUBOS MOLDEADOS. Se construyen en acero al carbono de calidad, e incluso en acero al cromo-molibdeno y acero al cromo-níquel-molibdeno, cuya carga de rotura llega hasta 115 Kg/ cm^2.
Son de grosor uniforme y superficie lisa.
Como su nombre indica, son aptos para obtener todas las formas de perfiles.
Empleo: numerosos. Especialmente para la industria del motor, de motocicletas a aviones, comprendidos, naturalmente, los de automóviles, camiones, etc. Asimismo para industria electromecánica y ferroviaria y para bielas bulones, cigüeñales, etcétera.

TUBOS PARA IRRIGACIONES. Se construyen de acero al carbono (DIN St 0029). Son de superficie lisa y construcción ligera.
Medidas: diámetro, 50 a 120 mm; espesor, 1'2 a 2 mm.

TUBOS ESMALTADOS. Se construyen de acero al carbono; están recubiertos de una capa de esmalte de gran coeficiente aislante. Medidas: diámetro, 10 a 75 mm; espesor, 0'8 a 1'5 mm.

Empleo: para la protección de conductores eléctricos, sobre todo en ambientes húmedos o sobrecargados.

TUBOS GRUESOS. Son los utilizados para toda clase de conducciones que exijan grandes dimensiones (diámetros comprendidos entre 250 y 1.500 mm). Propios para conducciones a baja y media presión de agua, gas u otra clase de fluido.

Por lo general su superficie se cubre de una capa protectora. Los extremos pueden ser lisos o terminados en embocadura. Material: acero al carbono de calidad (DIN St 3429).

TUBOS DE COBRE, LATON Y PLOMO

Estos tubos son de uso mucho más reducido; no en cuanto a la cantidad que se consume, sino en cuanto a la variedad de aplicaciones.

Tienen aplicaciones fundamentales en la pequeña industria, laboratorios (en especial los tubos de cobre) y ramo de la construcción e instalaciones eléctricas.

Las tuberías de plomo se construyen en una extensa variedad de diámetros y, sobre todo, de espesores, a fin de que pueden resistir las distintas presiones a que se destinan. Estas, sin embargo, no llegan a ser nunca elevadas: como máximo, de 30 a 35 Kg/cm^2 en tuberías de pequeño diámetro interno (no mayor de 8 mm). La presión por cm^2 es muy inferior en los tubos de gran diámetro. Precisarían espesores enormes, fuera de toda posibilidad lógica, no sólo por su construcción, sino principalmente en función de su extraordinario peso. En tubos de diámetro interno superior a 100 mm la presión máxima es inferior a 5 Kg/cm^2.

Medidas generales: de 2 a 200 mm de diámetro interno. Espesores: entre 1 y 13 mm.

Vea dos tablas gráficas de los diámetros y espesores de los tubos de cobre y latón, de la misma forma que como hicimos con los tubos lisos de acero.

DIAMETROS Y ESPESORES - TUBOS DE COBRE

Ø interno	0'5	0'75	1	1'5	2	2'5	3	3'5	4	4'5	5	5'5	6	6'5	7	7'5
3	X	X	X	X	X	X	X									
5	X	X	X	X	X	X	X									
10	X	X	X	X	X	X	X									
12	X	X	X	X	X	X	X	X	X							
14	X	X	X	X	X	X	X	X	X							
15	X	X	X	X	X	X	X	X	X							
18	X	X	X	X	X	X	X	X	X							
20	X	X	X	X	X	X	X	X	X							
22	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
25	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
28	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
30	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
32	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
34	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
36	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
38	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
40	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
45	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
50	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
55	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
60	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
65	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
70	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
75	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
80	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
85	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
90	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
95	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
100	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
105	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
110	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
115	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
120	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
130	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
140	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
150	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
160	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
170	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
180	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
190	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
200	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
210	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
220	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
230	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
240	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
250	–	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

DIAMETROS Y ESPESORES - TUBOS DE LATON

Ø interno	0'5	0'75	1	1'5	2	2'5	3	3'5	4	4'5	5	5'5	6
5	X	X	X	X	X	X	X						
6	X	X	X	X	X	X	X						
7	X	X	X	X	X	X	X						
8	X	X	X	X	X	X	X						
9	X	X	X	X	X	X	X						
10	X	X	X	X	X	X	X						
12	X	X	X	X	X	X	X	X	X				
14	X	X	X	X	X	X	X	X	X				
15	X	X	X	X	X	X	X	X	X				
18	X	X	X	X	X	X	X	X	X				
20	X	X	X	X	X	X	X	X	X				
22	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
25	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
28	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
30	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
32	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
34	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
36	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
38	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
40	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		
45	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
50	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
55	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
60	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
65	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
70	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
75	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
80	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
85	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
90	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
95	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
100	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
105	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
110	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
115	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
120	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X
125	–	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X
130	–	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X
135	–	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X
140	–	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X
145	–	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X
150	–	–	–	–	–	X	X	X	X	X	X	X	X



Las bridas móviles suelen ser de plato liso con taladro central para el paso del tubo y taladros para los tornillos de sujeción.

BRIDAS

Tal como prometimos en la lección 24, volvemos ahora sobre el empleo de bridas, consideradas específicamente para la unión de tubos.

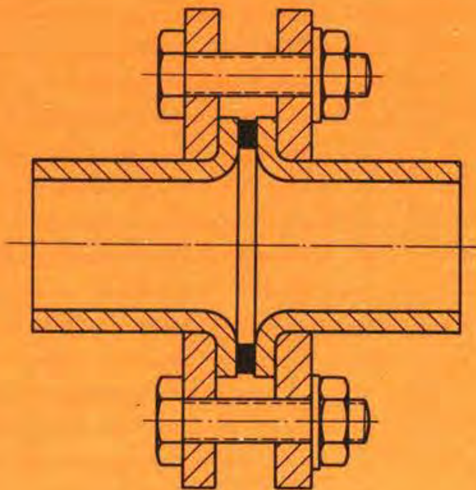
La unión de los tubos lisos usualmente se efectúa por medio de bridas móviles o fijas, lo que depende de la presión y temperatura de trabajo de los tubos, así como de la clase de fluido utilizado.

Las bridas móviles se utilizan con preferencia para conducciones de fluidos a baja o media presión.

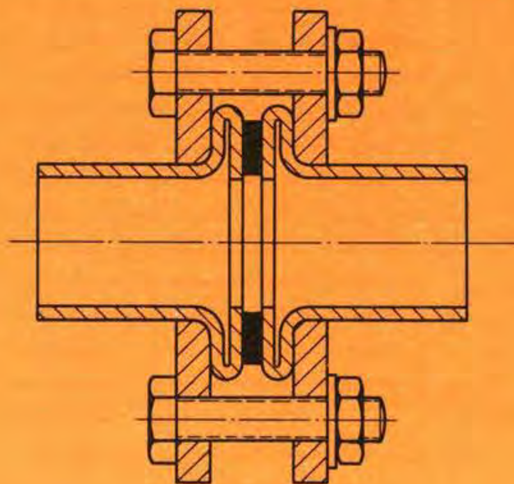
BRIDAS MOVILES

Las bridas móviles suelen ser sencillas, de plato liso. Se aprisionan entre ellas las extremidades de los tubos y se intercala una materia más o menos elástica para asegurar el cierre. El fluido generalmente conducido por estos tubos es el agua.

El borde que presentan los tubos, en estos casos, es sencillo (figura 199). En cambio, cuando se trata de conducir fluidos tales como bencina, petróleo, etc., los tubos empleados tienen el borde rebatido. Como elemento de guarnición se emplean amianto, fibra o cordón metálico (cobre, plomo, aluminio, etc.).



Tubo con borde liso



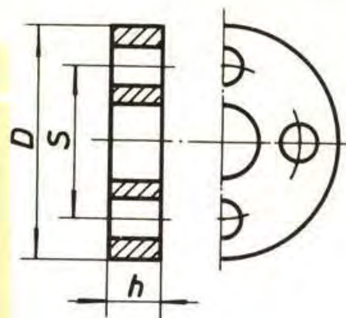
Tubo con borde rebatido

Fig. 199



En la tabla que insertamos a continuación se consignan las dimensiones de los tubos con brida móvil.

TABLA DE DIMENSIONES DE TUBOS CON BRIDA MOVIL



TUBO		BRIDA			ORIFICIOS	
∅ interno	∅ externo	D	S	h	Número	∅
40	46	140	110	16	4	15
50	56	160	125	16	4	18
60	66	175	135	16	4	18
70	76,5	185	145	16	4	18
75	81'5	200	160	18	4	18
80	86'5	200	160	18	4	18
90	97	215	170	18	4	18
100	107'5	230	180	18	4	22
125	132'5	260	210	18	4	22
150	158	290	240	18	6	22
175	183'5	320	270	20	6	22
200	209	350	300	20	6	22
225	235	370	320	22	6	22
250	260'5	400	350	22	8	22
275	286	425	375	24	8	22
300	311'5	450	400	26	8	22
325	337	490	435	26	10	25
350	362'5	520	465	28	10	25
375	388	550	495	30	10	25
400	413	575	520	32	10	25
425	438'5	600	545	34	12	25
450	463'5	630	570	36	12	25
475	489	655	600	38	12	25
500	514	680	625	40	12	25

BRIDAS FIJAS

Para las conducciones de fluidos se emplean dos tipos esenciales de bridas fijas.

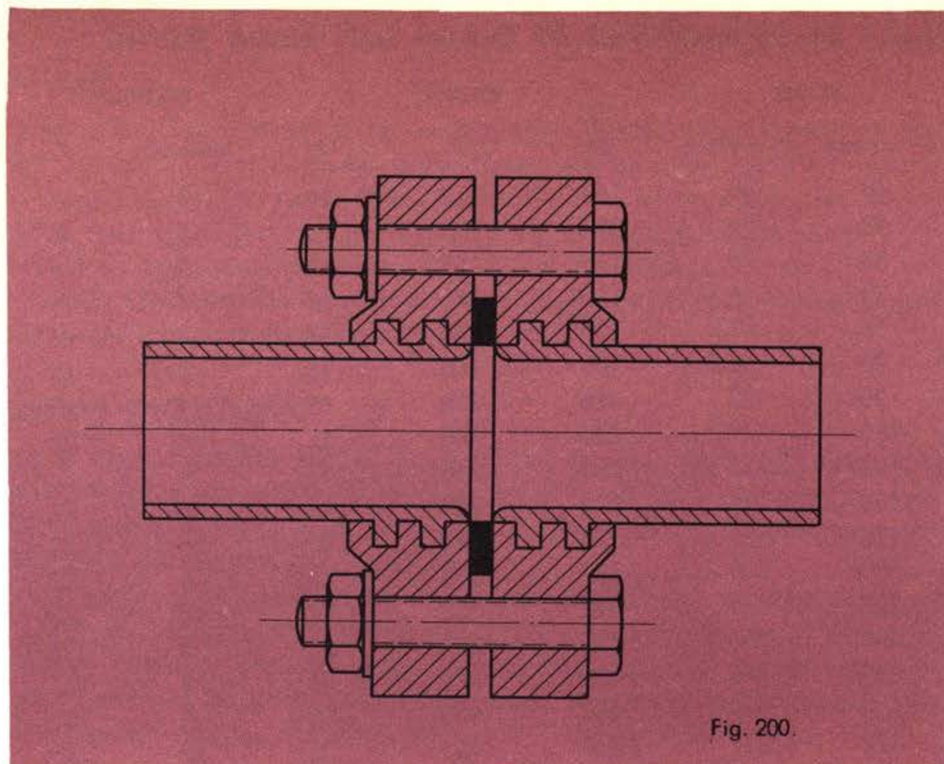
Las del primer tipo se utilizan para presiones bajas o medias, en varias modalidades diferentes, de las que citamos dos:

Es muy común el modelo de garganta, que ajusta con los tubos, al colocarse una guarnición entre las bridas. (Fig. 200.)

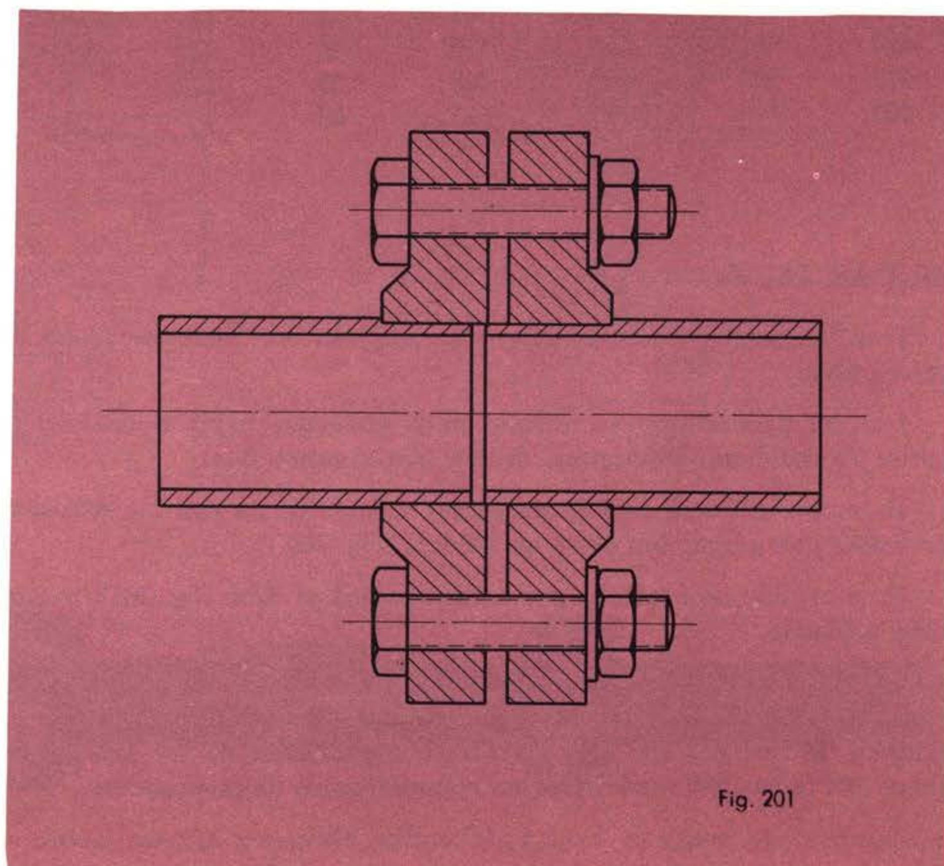
Otro modelo de unión es por brida roscada al tubo (fig. 201), o también soldada.

En las conducciones de alta presión, las bridas adoptan una forma distinta. En lugar de tener la superficie lisa, la tienen con centraje cilíndrico, lo que permite una perfecta confrontación de los ejes de los tubos. En la fig. 202 puede verse un ejemplo típico de este modelo.

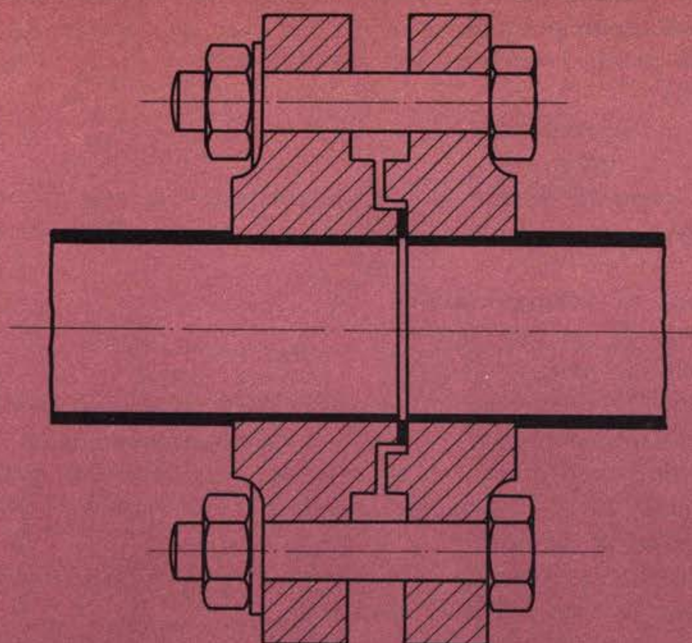
También se emplean bridas de anillo libre que ajustan sobre el reborde del tubo, encastrándose fuertemente. (Fig. 203.)



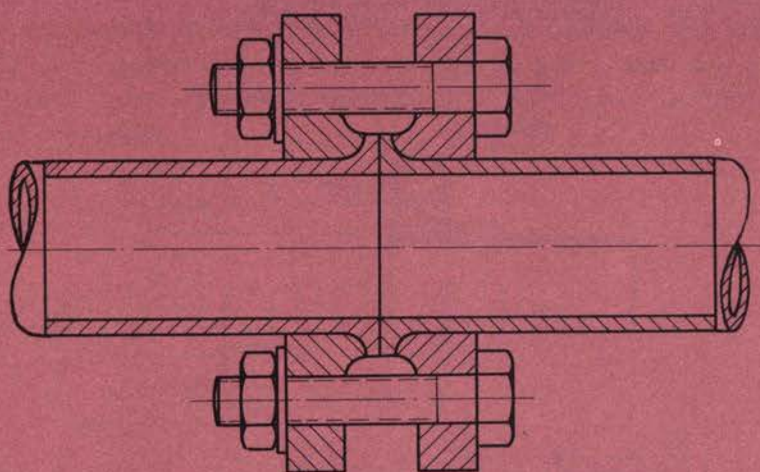
Unión por bridas para bajas presiones. Fijación por gargantas. Las zonas negras corresponden a la sección de la guarnición.



Unión por bridas roscadas. Observe cómo uno de los tubos puede introducirse en parte de la brida colocada en el otro.



Bridas para altas presiones. Observe el encaje entre ellas que permite una total confrontación de los tubos.



Bridas de anillo libre ajustándose a los resaltes de los tubos.

RACCORDS

Los *raccords* son elementos de unión de tuberías, generalmente empleados en industria automovilista y aeronáutica, así como en la naviera y química y, en dimensiones más reducidas, en la electromecánica.

Se caracterizan por estar formados de tres piezas esenciales, dos de las cuales se fijan sobre los terminales de los tubos a unir. La ter-

cera tiene por misión juntar y acoplar, mediante rosca, las otras dos formando una unión perfecta.

Estas tres piezas esenciales son las siguientes:

a) Boquilla;

b) Asiento o abrazadera; y

c) Tuerca de unión.

Según la forma de realizarse el acoplamiento — debido precisamente al tipo de asiento o abrazadera —, se conocen tres modelos distintos de *raccords:*

1. *Raccords* de asiento esférico;
2. *Raccords* de asiento cónico; y
3. *Raccords* de asiento plano.

En la figura 204 está representado un *raccord* de asiento esférico, con su correspondiente despiece.

La boquilla está provista, en su exterior, de dos roscas terminales: una, para roscar en el extremo de uno de los conductos; la otra, para recibir la tuerca de unión.

Interiormente, la boquilla termina en cono por esta parte; cono que sirve para ajustar sobre el asiento.

Éste, soldado al extremo del otro tubo, tiene una terminación esférica, para facilitar su acoplamiento con la boquilla.

Por último, la tuerca de unión, que puede correr libremente sobre el asiento hasta un tope, rosca sobre la parte correspondiente de la boquilla.

Al roscar sobre la boquilla la tuerca, fuerza el acoplamiento de las otras dos piezas y asegura la unión.

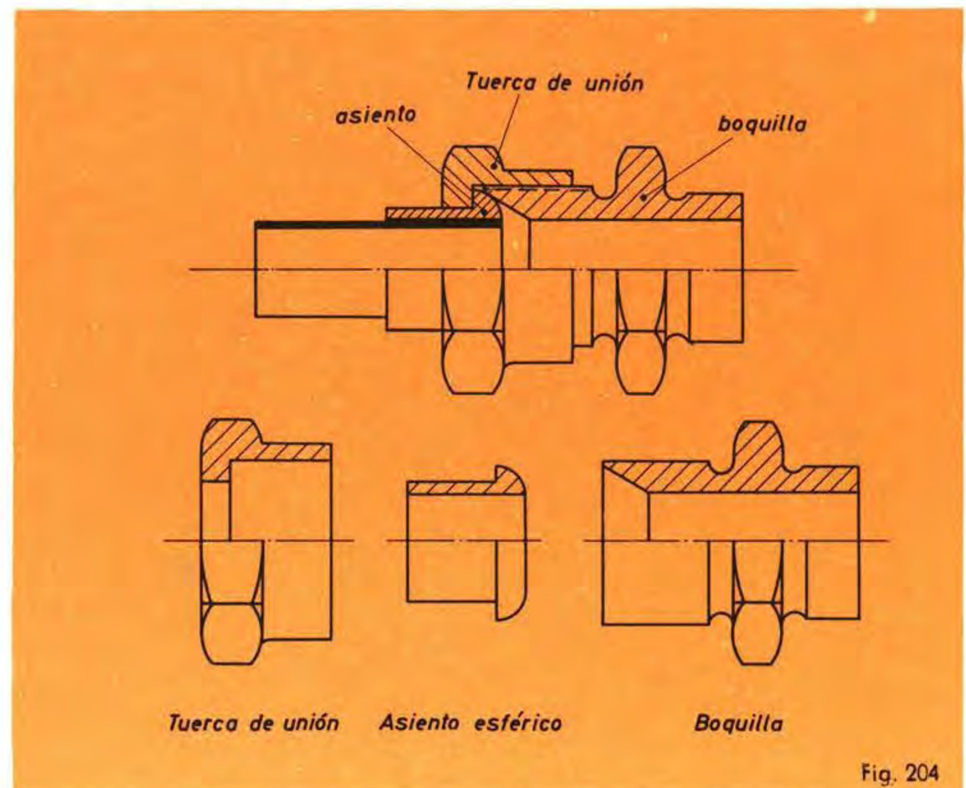


Fig. 204

En los *raccords* del segundo modelo, el asiento es cónico por ambos lados, ajustando con idéntica disposición de la boquilla y la tuerca. (Fig. 205.)

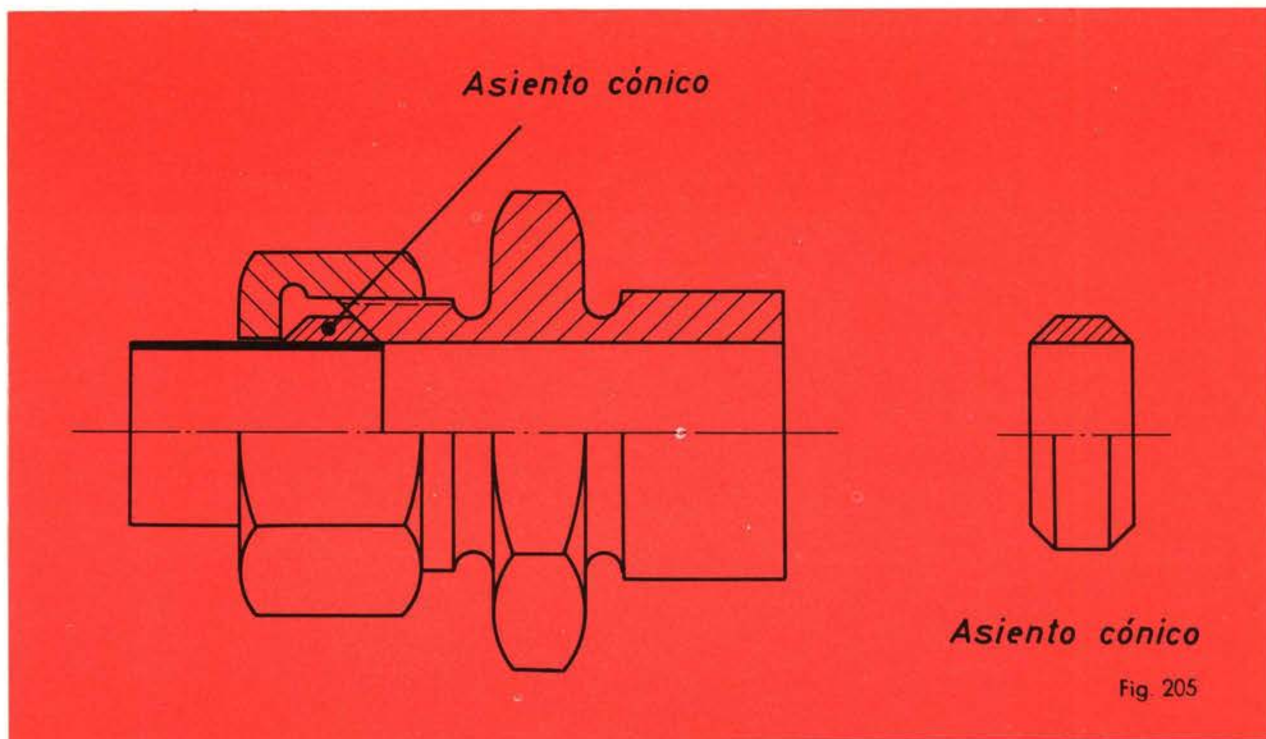


Fig. 205

En los de asiento plano está formado, en realidad, por una guarnición, que apoya por un lado con la boquilla y por el otro con una cuarta pieza de la tuerca (fig. 206). Su uso es indicado para conducciones de alta presión.

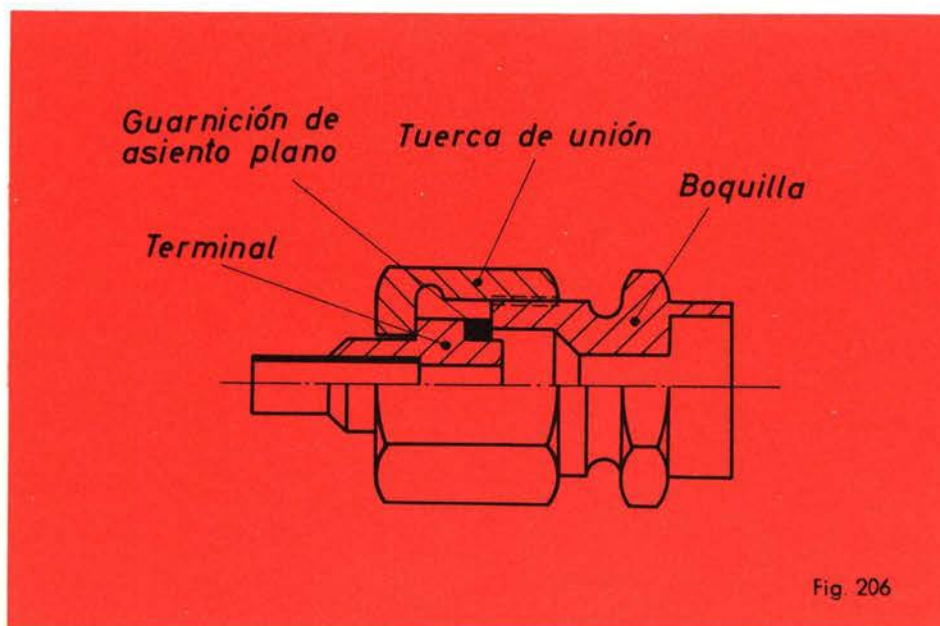


Fig. 206

Observe la aparición de una guarnictón entre el terminal o asiento y la boquilla.

PRENSAESTOPAS

Reciben este nombre los dispositivos empleados para lograr un cierre hermético, a fin de evitar la salida o pérdida del fluido en presión.

Su uso es, pues, imprescindible y normal en los vástagos de mando de válvulas, bombas centrífugas, diversas clases de grifos, etc.

Naturalmente, el tipo del prensaestopa y la disposición y calidad de los anillos de guarnición que comporta para el perfecto cierre dependen de la naturaleza del fluido utilizado, cantidad de presión y temperatura, así como de la caldera o recipiente que lo contenga.

Por otra parte, debe estar construido de tal modo que pueda hacerse con facilidad su desmontaje para proceder al recambio de sus piezas, es decir, sin necesidad de desmontar ninguna otra parte de la máquina.

En la fig. 207 representamos diversos dispositivos de prensaestopas.

Constan de anillos de cuero o de goma que se acoplan con elementos metálicos.

Otras disposiciones, para vástagos de válvulas, constituidos por material fibroso, aparecen en la figura 208. El cierre del conjunto es de fácil desmontaje, como puede apreciarse en los dibujos.

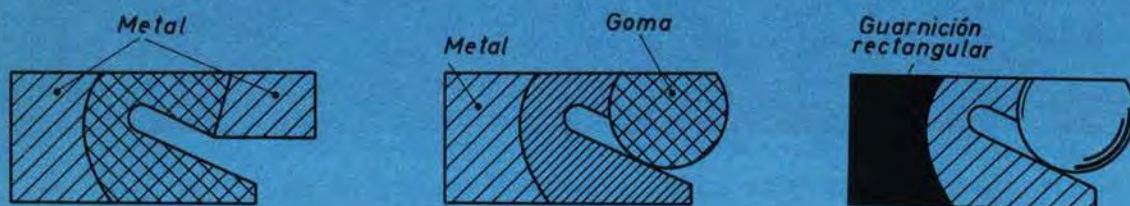


Fig. 207

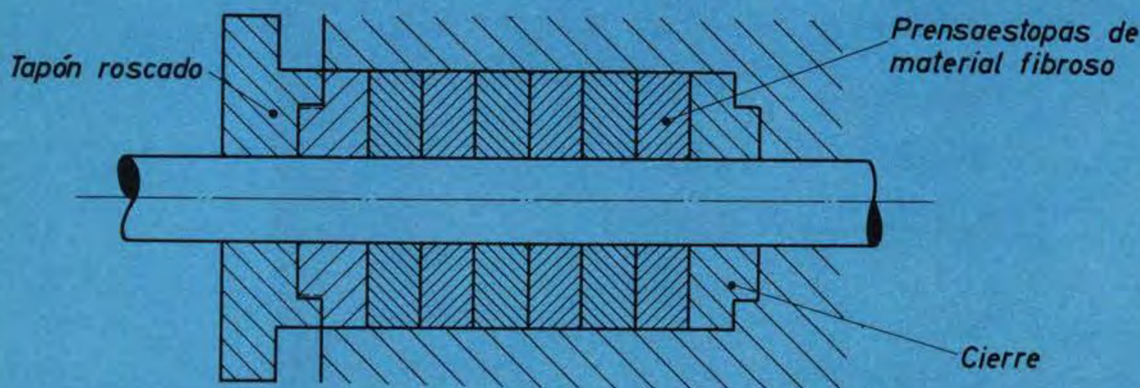


Fig. 208

En la figura 209 podemos ver otra disposición, para bomba de alta presión, compuesta de anillos de cuero y guarniciones de goma, con apoyos metálicos en los extremos.



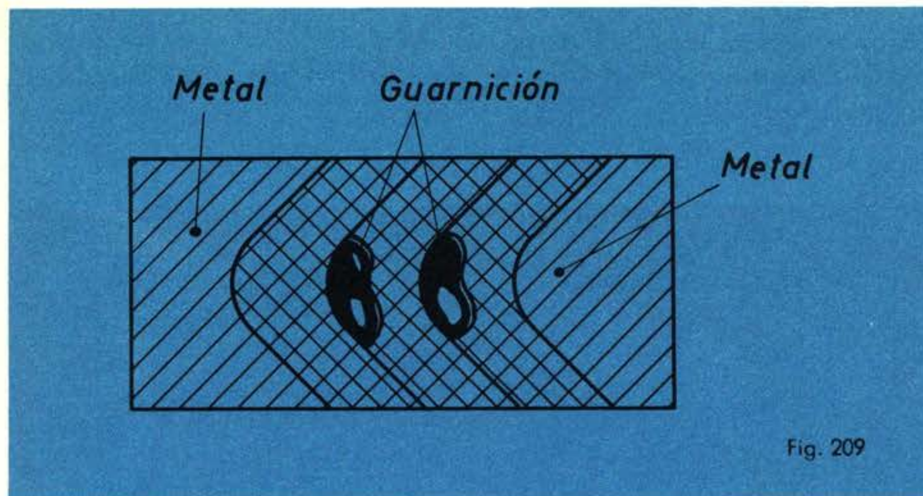


Fig. 209

Téngase en cuenta que los prensaestopas son piezas circulares que en conjunto forman un bloque cilíndrico tubular.

Un modelo netamente diferente de los anteriores es el representado en la figura 210. Se trata de un prensaestopa para cerrar el escape de una máquina.

Una serie de anillos, internos y externos, en metal blanco, presionan respectivamente contra el árbol central y la caja externa. Un cordón de amianto colocado entre los anillos completa el cierre. Además, los anillos van provistos de unas gargantas que contribuyen a la perfección del cierre.

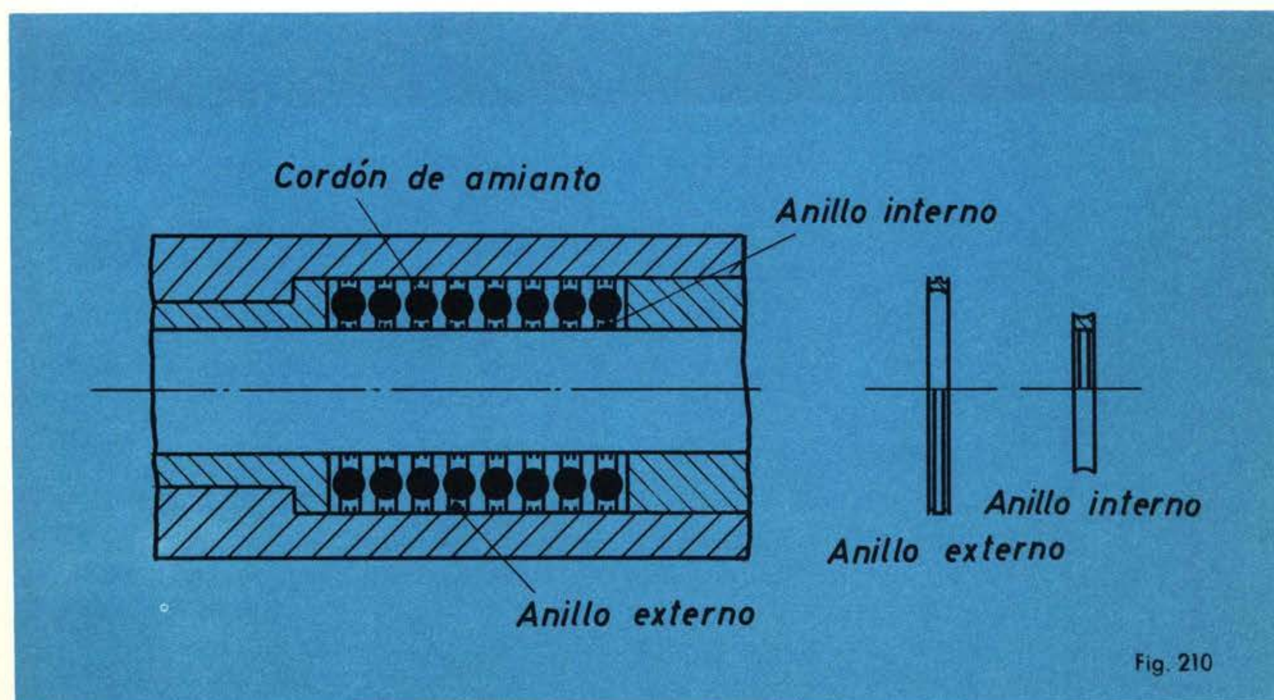


Fig. 210

Como final, presentamos otro modelo de prensaestopa (fig. 211), también para máquina de vapor. Los anillos, triangulares, son de material fibroso, y constituyen juegos de a dos. Van limitados externamente por dos casquillos de bronce que cierran el conjunto.

Con lo dicho creemos suficientemente aclarado este capítulo relativo a los prensaestopas. Por razón de su diverso empleo, este dispositivo presenta diferentes formas, aunque en esencia todas giran alrededor de lo expuesto.

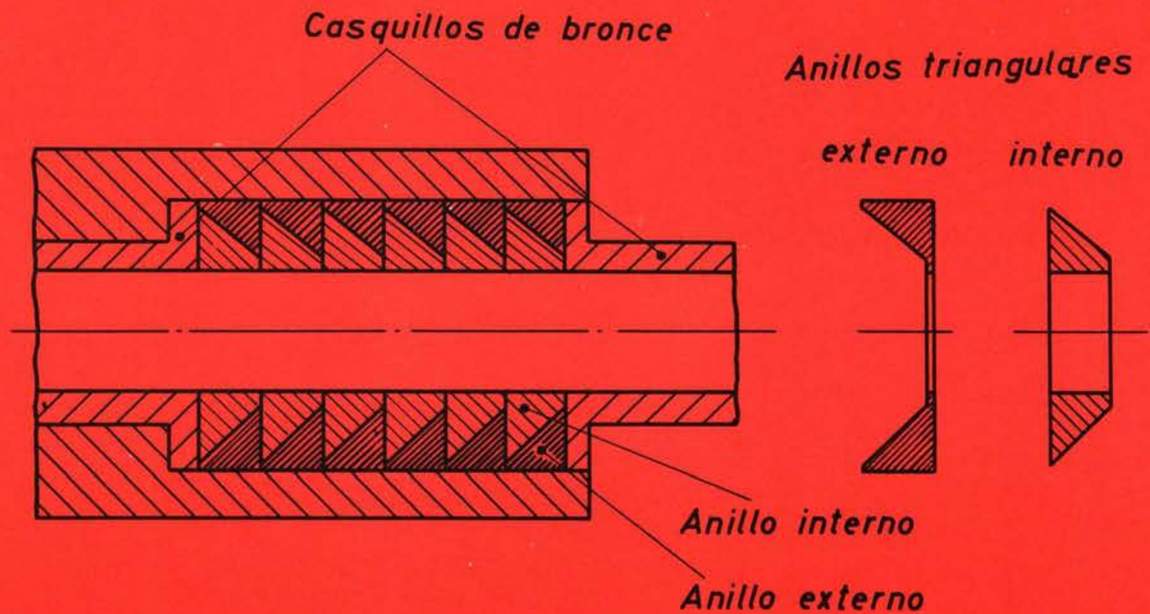


Fig. 211

FISICA APLICADA | Apendice de elementos de Máquinas

13

ESTUDIO FISICO DE LA PRESION - UNIDADES LEYES - APARATOS DE MEDIDA

PRESION

Se llama presión a la fuerza o carga que soporta un flúido o sólido en toda su superficie o en parte de ella.

Esta presión puede ser producto de muchos factores diferentes. Puede ser consecuencia de un peso (factor gravedad) o consecuencia de una fuerza propiamente dicha (compresión); y también de la velocidad de choque de las moléculas de un flúido.

UNIDADES

Para medir la intensidad de la presión se utilizan diversas unidades, a saber:

El kilogramo por cm^2. Es la presión equivalente al peso de un kilogramo sobre la unidad de superficie, es decir, el centímetro cuadrado.

La atmósfera. Equivale al peso de 1'033 Kg por cm^2; cantidad que es igual al peso ejercido en una columna de mercurio de 1 cm^2 de base y 76 cm (760 mm) de altura, o sea la presión normal al nivel del mar.

El bar. Es la presión ejercida por 1.000.000 de dinas por cm^2.

(La dina, que es la unidad de masa, equivale a $\frac{1}{\text{gravedad}} = \frac{1}{980}$:

por tanto el bar vale $= \frac{1.000.000}{980} = 1.019$ gr $= 1'019$ Kg.)

Observe que estas tres unidades son, en realidad, muy semejantes:

Kg = 1 Atmósfera = 1'033 Kg Bar = 1'019 Kg

Como submúltiplo del bar se utiliza en las medidas de la presión atmosférica el milibar, que equivale a una milésima de bar; o sea: 1 milibar = 1'019 gr.

Por lo general, los cuerpos sufren presión en toda su superficie, como consecuencia del medio ambiente que les rodea, medio ambiente que suele ser gas o líquido.

PRESION ATMOSFERICA

Es la ejercida por la masa de aire que constituye la atmósfera; por consiguiente, la más común y de efecto continuado.

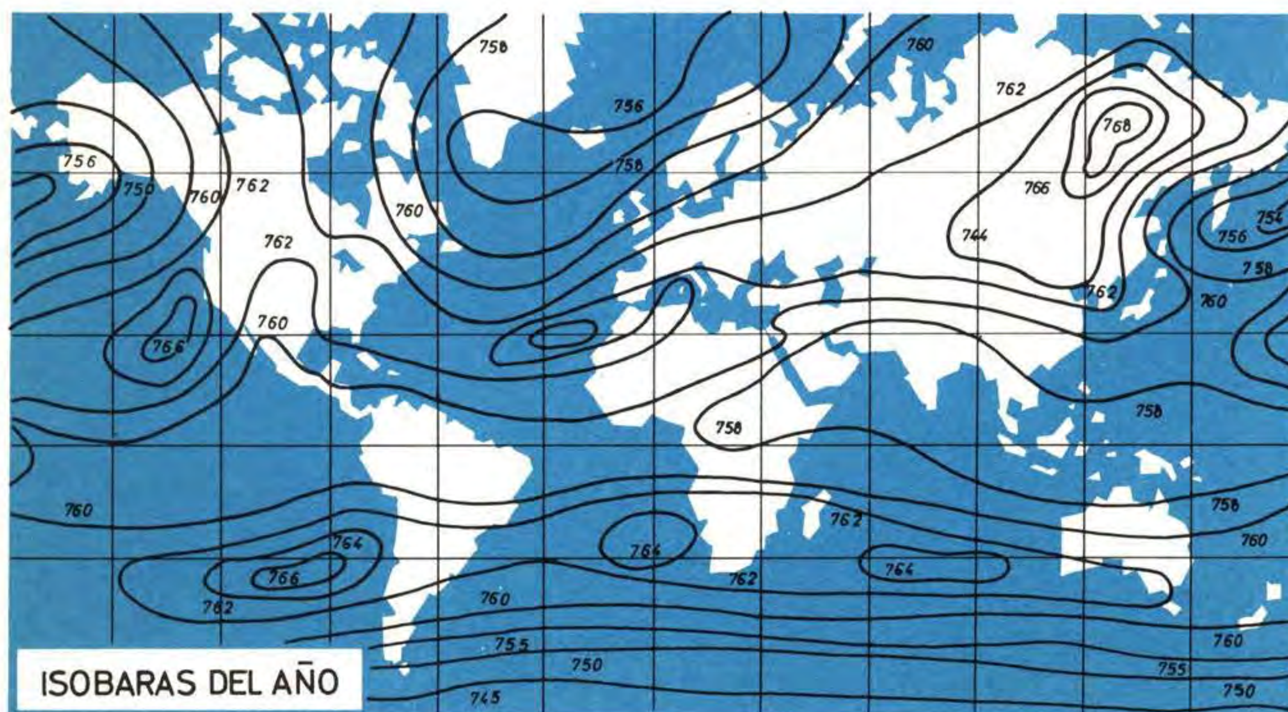
Esta presión, ejercida en todas direcciones, hace posible la vida en la Tierra, aparte de las demás condiciones necesarias, y da lugar a muchos de los fenómenos de que el hombre se vale.

En efecto, su acción sobre el cuerpo evita que la sangre y los demás líquidos que contiene puedan salir al exterior a través de los poros, lo que produciría la muerte instantánea.

La presión debida a la atmósfera no es, sin embargo, la misma en la superficie de la Tierra que en las altas capas. Como es lógico, aumenta a medida que está más próxima de aquélla, como consecuencia de su propio peso.

En términos generales, no obstante, la presión es la misma en todos los puntos de una misma capa, aunque esto no se sigue rigurosamente como consecuencia de las diferencias de temperatura que se crean, las cuales dan lugar a desplazamientos del aire que producen sobrepresiones y depresiones, origen de las perturbaciones atmosféricas y tormentas.

Cuando se produce una presión elevada en un lugar y baja en otro, se origina una corriente de aire que se desplaza de aquélla hacia ésta, con tanta mayor intensidad cuanto mayor sea la diferencia de presiones.



ISOBARAS DEL AÑO

Habrá usted observado, sin duda, esas líneas sinuosas que se trazan sobre los mapas, llamadas isobaras, que indican los puntos que tienen la misma presión atmosférica.

A título de curiosidad, ofrecemos un cuadro con las presiones medias de la atmósfera a distintas alturas:

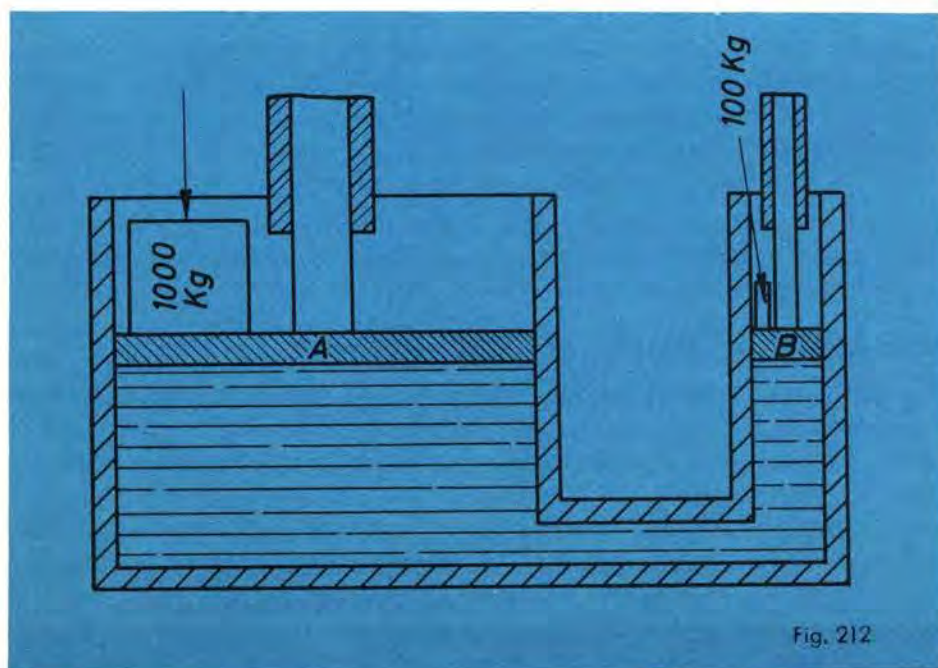
A	0 metros	....	760 mm = 1	atmósfera.
A	5.000 »	....	400 mm = 0'605	»
A	10.000 »	....	195 mm = 0'256	»
A	20.000 »	....	41 mm = 0'053	»

Ahora bien; para comprender cómo se produce y transmite la presión por los distintos puntos de un fluido, hemos de prestar atención a las leyes que rigen los gases y líquidos, a cuyo conocimiento se ha llegado en el transcurso de experimentos y ensayos.

PRINCIPIO DE PASCAL

El principio de Pascal dice: LA PRESIÓN EJERCIDA EN UN PUNTO DE UN FLUIDO SE TRANSMITE CON LA MISMA INTENSIDAD A TODOS LOS PUNTOS DE SU MASA.

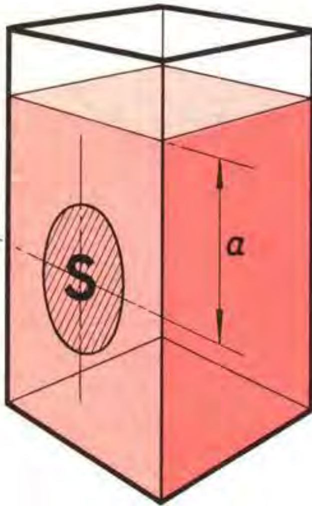
Podemos demostrar con facilidad este principio valiéndonos de dos tubos de distinto diámetro que estén en comunicación (fig. 212) y cuyas bocas estén tapadas por sendos émbolos que puedan desplazarse hacia arriba y abajo. Si la sección del tubo mayor es diez veces mayor que la sección del tubo menor, y sobre el émbolo de éste colocamos un peso determinado, para que se establezca equilibrio, hemos de poner sobre aquél un peso diez veces mayor.



Si la acción del émbolo A es diez veces mayor que la del émbolo B, para compensar los 100 Kg que gravitan sobre B requeriremos un empuje de 1000 Kg sobre A.

¿Qué ha ocurrido? Simplemente, que al transmitirse con la misma intensidad al tubo mayor la presión ejercida sobre el tubo menor, como aquél es diez veces mayor, hemos precisado un peso también diez veces mayor para igualar los dos efectos.

Por esta misma causa, cuando dos tubos o vasos comunicantes de diámetro distinto se llenan de un fluido, la altura o nivel que alcanza en ambas ramas es el mismo, puesto que la presión atmosférica se deja sentir sobre ellos proporcionalmente a sus secciones respectivas. Recuerde el caso de los carburadores, en los que vimos que el combustible alojado en el depósito alcanzaba el mismo nivel que en la tobera; solamente salía fluido por ésta como consecuencia de la corriente de aire originada en su alrededor, que daba lugar a que produjera en su embocadura una depresión, es decir, una disminución de la presión atmosférica, con lo que se alteraba el equilibrio de las dos ramas.



La presión en Kg ejercida por un líquido de densidad = d sobre la superficie lateral S será igual al producto de esta superficie (en dm²) por la altura (en cm) y la densidad.

Ahora bien; aparte de las presiones exteriores que puedan ejercerse sobre un fluido, hay que considerar que sobre las moléculas del mismo actúa la gravedad, determinando con su peso una presión sobre las que estén situadas debajo, presiones que se suman a medida que se descienda; es decir, a medida que sea mayor la capa de fluido existente.

De ello deducimos:

1.º Que la presión en todos los puntos de un plano horizontal, en un fluido, es la la misma; y

2.º Que la presión crece con la profundidad.

Y como consecuencia, tendremos:

Presión sobre el fondo

La presión total de un fluido sobre el fondo viene dada por el peso de una columna de fluido que tiene por base el área del fondo y por altura la distancia de éste a la superficie.

Presión lateral

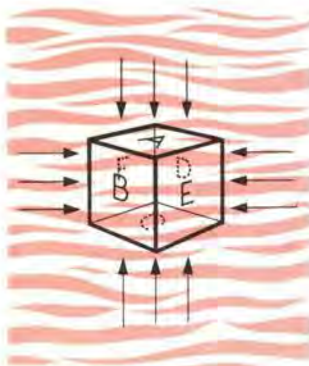
La presión total sobre una porción de pared lateral es igual al paso de la columna fluida cuya base está determinada por la superficie de pared considerada y cuya altura es la distancia *vertical* desde el *centro* de esta superficie al nivel del fluido.

La fórmula que determina estas presiones será la siguiente:

$$P = s \cdot a \cdot d$$

En la que s = superficie; a = altura de la masa de fluido considerado; d = densidad del fluido.

SOLIDO SUMERGIDO EN UN LIQUIDO



Consideremos ahora lo que ocurre cuando sumergimos un sólido en un líquido.

Supongamos que sea aquél un cubo. Sobre sus caras se ejercerán las siguientes presiones:

La presión total sobre la cara E será igual y opuesta a la presión sobre la cara F, puesto que a cada porción de una de las caras le corresponde, en situación y profundidad, otra porción igual de la otra cara.

Lo mismo ocurrirá entre las caras B y D.

En cambio, la presión hacia arriba ejercida sobre la cara C será mayor que la presión hacia abajo aplicada sobre A, puesto que aquélla está a un nivel más bajo que la presión sobre ésta.

En consecuencia, el sólido sufre un empuje hacia arriba; empuje que sería efectivo si el sólido en cuestión careciera de peso o éste fuera infe-

rior, en fuerza, a la diferencia de fuerzas representadas por la presión que actúa hacia abajo y la que actúa hacia arriba.

Si la suma de las fuerzas representadas por el peso del cuerpo y la presión hacia abajo es igual a la de la presión hacia arriba, se establece equilibrio y el cuerpo queda suspendido.

Por lo contrario, si aquella suma es superior a la de la presión hacia arriba, el cuerpo cae al fondo.

PRINCIPIO DE ARQUIMEDES

Fijémonos ahora en que cuando existe equilibrio, es decir, cuando el cuerpo sumergido queda estático, no se produce alteración alguna. Lo mismo ocurriría si el volumen ocupado por el cubo fuera reemplazado por otro volumen igual del líquido en cuestión. En otras palabras, el empuje hacia arriba sería igual al peso del líquido de volumen equivalente al del cubo. Y aunque el cubo pesara más, el empuje hacia arriba seguiría siendo igual al peso del líquido de volumen idéntico al del cubo.

De ahí el principio de Arquímedes:

TODO CUERPO SUMERGIDO EN UN LÍQUIDO EXPERIMENTA UN EMPUJE HACIA ARRIBA IGUAL AL PESO DEL LÍQUIDO QUE DESALOJA.

CONSIDERACIONES SOBRE LA PRESION

Todas estas premisas se dan, por consiguiente, cualesquiera que sean los procedimientos adoptados para obtener una presión; presión que en mecánica (o física dinámica) viene a ser sinónimo de fuerza, de trabajo.

Que la presión se obtenga por acumulación de vapor de agua en una caldera, gracias al calor (máquinas de vapor); o por inyección de gas o líquido en una tubería; o por cualquier otro procedimiento, no son más que variantes de que se vale el hombre para obtener rendimiento.

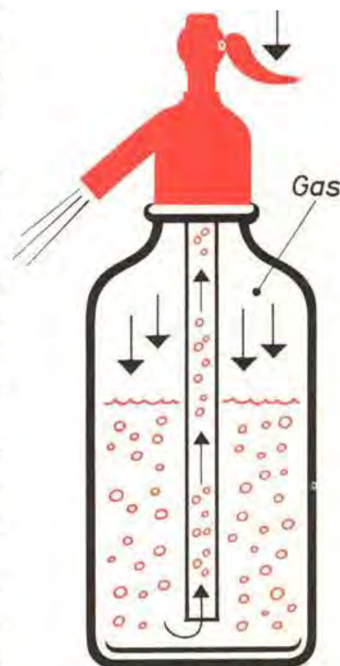
Pero la presión, además de útil, puede ser nefasta, porque su poder expansivo no conoce límites precisos y es susceptible de acarrear desgracias irreparables.

Ya ha visto usted la enorme utilidad que en este aspecto tienen las válvulas de seguridad, calculadas para funcionar cuando existe una determinada presión y dar libertad al fluido sobrante, cuando la presión puede resultar excesiva y ponga en peligro la integridad del recipiente o caldera y todo lo que en sus alrededores exista.

Un caso típico y sencillo del empleo de la presión —e incluso de sus consecuencias— se halla en el sistema llamado de sifón, cuyo representante más popular es quizás, la botella de sifón o, más propiamente, la botella de agua de seltz.

En el interior de un recipiente de vidrio de gruesas paredes se encuentra un tubo doblado en U, que parte casi desde el fondo. En la botella se introduce, como usted sabe, el líquido; y en el espacio libre, gas a gran presión. Cuando se abre el conducto exterior, la presión interior empuja el líquido a través del tubo y lo hace salir por el extremo opuesto. A medida que el líquido se consume, la presión interior disminuye, como consecuencia del mayor espacio disponible, y el sifón pierde fuerza.

La presión máxima interior está calculada de acuerdo con el coeficiente de resistividad del vidrio del recipiente. A veces sucede que por



Representación esquemática de una botella de sifón.

exceso de presión, o (lo que es más frecuente) por taras o golpes que merman la resistencia del material, éste no puede resistir el exceso y sobreviene la explosión, muchas veces de funestas consecuencias, dada la fuerza con que son proyectados los cascotes.

INSTRUMENTOS DE MEDICION

Para terminar, describiremos de modo somero los instrumentos de medida de las presiones:

MANOMETROS

El manómetro se funda en la elasticidad de los gases.

El manómetro de aire más sencillo consta de un tubo curvado (figura 213) uno de cuyos ramales está cerrado y el otro abierto. Entre ambos, y precisamente en la curva, está un determinado volumen de mercurio, a fin de que exista cierta cantidad de aire aprisionado en la rama cerrada, y cuyo volumen se puede leer gracias a una escala que discurre a su costado.

La rama abierta está en comunicación directa con el recipiente cuya presión debe medirse o controlarse. Ésta empuja la columna de mercurio, la cual hace variar el volumen de aire aprisionado y por consiguiente, y en razón inversa, su presión, la cual en todo momento equilibrará las fuerzas, lo que permite la lectura.

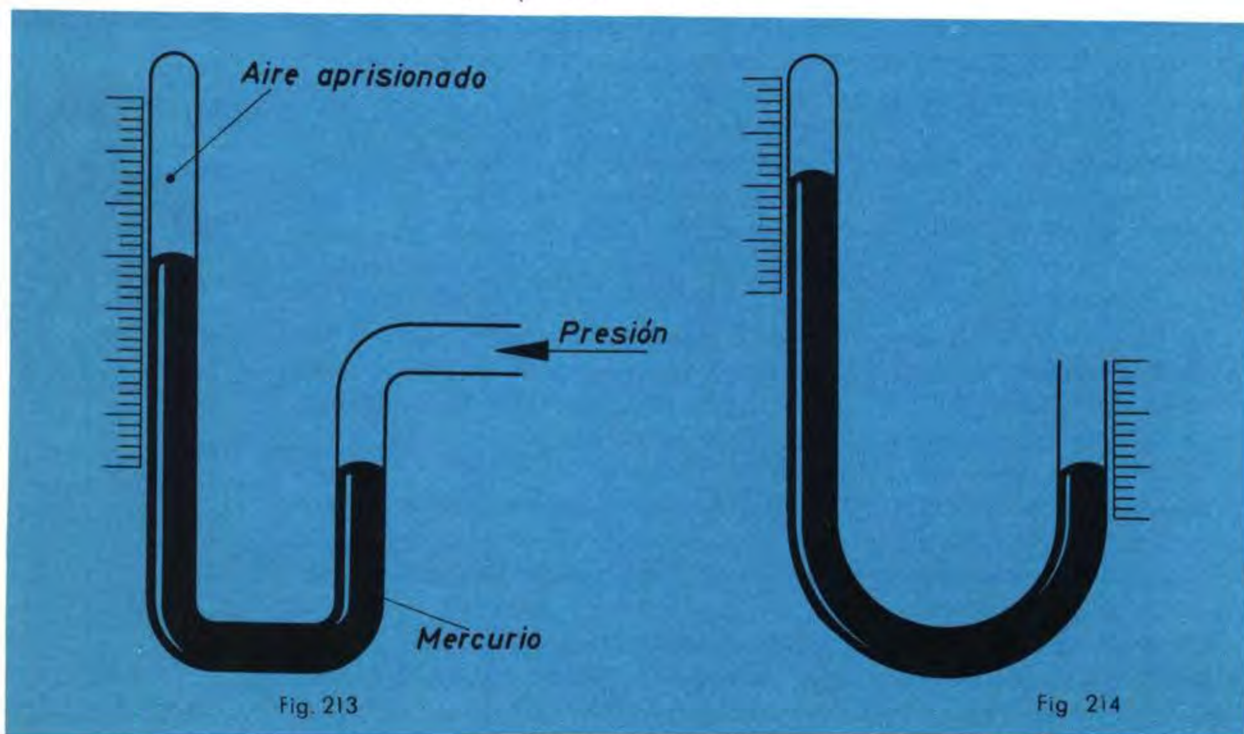


Fig. 213

Fig 214

BAROMETROS

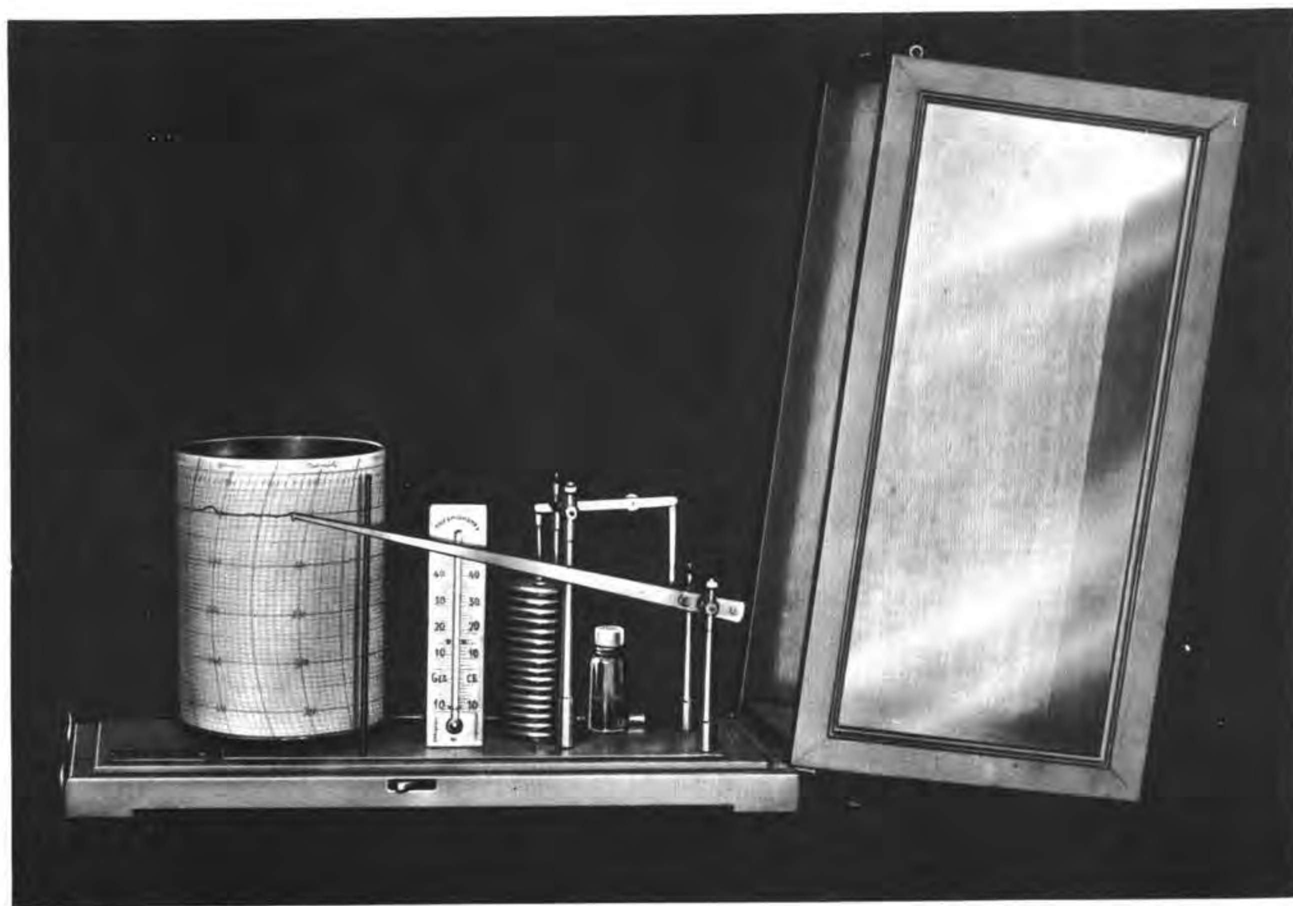
Los barómetros son utilizados para conocer la presión atmosférica. Obedecen a dos sistemas distintos: los barómetros de líquidos y los barómetros aneroides.

El único líquido que se emplea en los primeros es el mercurio, pues gracias a su gran densidad resulta muy práctico en las lecturas; por otra parte, no absorbe humedad del aire.

En su acepción más simple constan de un tubo en forma de U, con un ramal largo, cerrado, y otro más corto, abierto. En su interior se coloca mercurio, de modo que sus alturas respectivas en los dos ramales sufren alteraciones, en sentido contrario, al variar la presión atmosférica (figura 214).

El funcionamiento de los barómetros aneroides se basa en la flexión que sufre una delgada lámina que actúa como tapa de una caja cilíndrica, en cuyo interior se ha hecho un vacío más o menos perfecto. Esto da lugar a que la presión atmosférica actúe sobre la tapa y la combe. Al variar la presión también varía la flexión de la tapa; este cambio, transmitido a un ingenioso sistema de palancas sumamente sensibles, provoca el movimiento de una aguja sobre una escala graduada.

Los altímetros que se utilizan en aviación para conocer la altura de vuelo no son otra cosa que barómetros aneroides. La diferencia de presión atmosférica indica la altura a que se hallan con relación al nivel del mar.



Prácticas de dibujo mecánico | 12

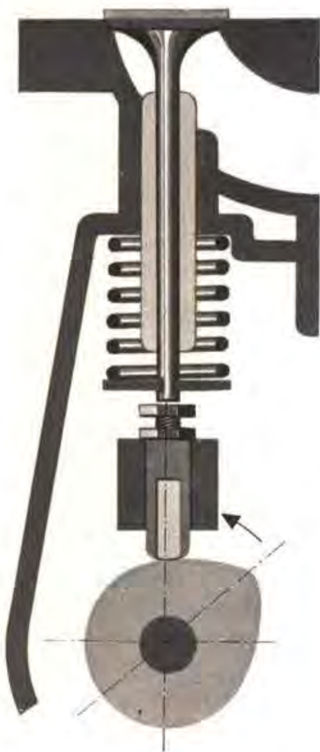
TRAZADO DE LA LEVA PARA UNA VALVULA DE ADMISION DE UN MOTOR DE EXPLOSION

En el capítulo de *Conocimientos útiles sobre maquinaria* de la lección 21 se hizo un estudio sobre levas, también llamadas excéntricas; esto es, de los elementos que transforman un movimiento rotativo en lineal merced a su perfil excéntrico respecto del centro rotor.

Estudiamos, asimismo, el trazado de su perfil desde el punto de vista de sus dos tipos básicos: de movimiento uniforme y de movimiento uniformemente acelerado.

Sin embargo, son muchos los mecanismos de levas utilizados en mecánica que hacen necesaria su adaptación a las condiciones exigidas.

Por esta causa, hemos previsto para este ejercicio proceder al estudio de un tipo de leva muy difundido: el de la válvula de admisión de un motor de combustión interna.



PREÁMBULO. Para trazar la curvatura de la leva, partiremos de una serie de datos determinantes del régimen de movimiento del motor.

Es un motor de cuatro tiempos. Sabemos que el ciclo de apertura de la válvula corresponde a 1/4 del ciclo completo del motor y que éste equivale a dos vueltas completas del árbol. Por tanto = 1/2 vuelta.

En realidad es algo más, pues para obtener un funcionamiento óptimo del motor el tiempo de apertura se prolonga un poco.

Por consiguiente, si la 1/2 vuelta del árbol representa 180°, podemos muy bien considerar que la apertura se mantiene durante un arco algo mayor. Por ejemplo, 200°.

Ahora bien; en un motor de cuatro tiempos el árbol de distribución —es decir, el que comanda los juegos de levas— se mueve a la mitad de la velocidad que el árbol de marcha, lo que significa que el arco recorrido durante el tiempo de apertura de la válvula será la mitad de aquél. Por tanto = 100°.

En este intervalo la válvula realiza el siguiente proceso de apertura y cierre:

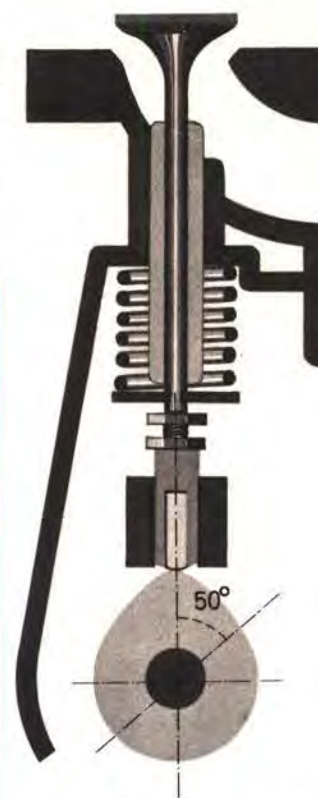
De 0 a 25° La válvula empieza a abrirse, con aceleración constante.

De 25 a 50° La válvula alcanza su máxima apertura (carrera). Su movimiento será de velocidad decreciente, hasta llegar a cero cuando el árbol de distribución ha llegado a los 50° de su recorrido.

De 50 a 75° La válvula comienza a cerrarse, con aceleración constante.

De 75 a 100° La válvula sigue cerrándose, hasta que a los 100° de recorrido del árbol de distribución se ha cerrado del todo. En este período la velocidad ha decrecido hasta llegar a cero.

En el diagrama de la figura 215 se esquematiza el proceso de apertura y cierre de la válvula; proceso que la leva debe transmitirle.



Cuando la leva haya girado 50°, la válvula alcanzará su máxima apertura.

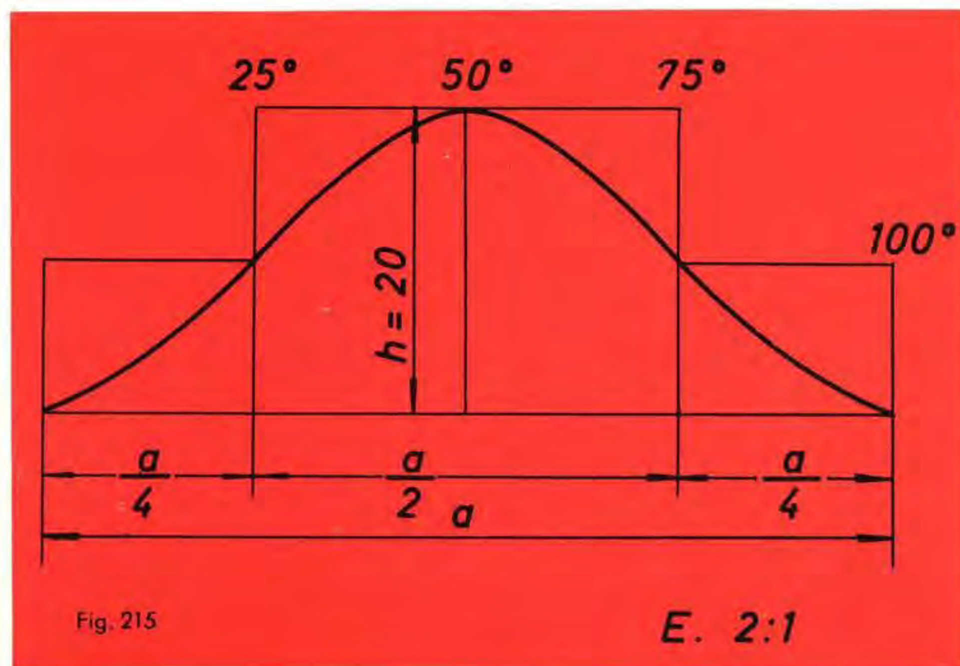


Fig. 215

PLANTEAMIENTO. La válvula de admisión de un motor de cuatro tiempos tiene un ángulo de apertura = 200° del árbol de marcha, o sea = 100° del árbol de distribución. La carrera de la válvula es de h = 20 milímetros.

Lo primero que tenemos que conocer son las aperturas de la válvula correspondientes a varios ángulos del árbol de distribución. Precisamente hasta 50°, ya que a partir de esta apertura las carreras son simétricas, pero a la inversa; es decir, que si calculamos las aperturas a 10, 20, 30, 40 y 50°, la apertura de 60° será la misma que la de 40°; la de 70° como la de 30°; 80° como 20°; 90° como 10° y, naturalmente, 100°, que será cero, igual a la de cero grados.

Para ello nos valemos de la fórmula:

$$b = 2\,h \frac{0'5\ a^{2}}{(0'5\ v)^{2}}$$

En donde:

h = carrera de la válvula.

a = ángulo de apertura que buscamos.

v = ángulo total de apertura (en nuestro caso = 100°).

Basta ahora con aplicar esta fórmula a cada apertura, y tendremos:

$$\text{Para } 10^\circ = \frac{2 \times 20 \times 0'5 \times 10^2}{(0'5 \times 100)^2} = 0'8 \text{ mm}$$

$$\text{Para } 20^\circ = \frac{2 \times 20 \times 0'5 \times 20^2}{(0'5 \times 100)^2} = 3'20 \text{ mm}$$

$$\text{Para } 30^\circ = \frac{2 \times 20 \times 0'5 \times 30^2}{(0'5 \times 100)^2} = 7'20 \text{ mm}$$

$$\text{Para } 40^\circ = \frac{2 \times 20 \times 0'5 \times 40^2}{(0'5 \times 100)^2} = 12'80 \text{ mm}$$

$$\text{Para } 50^\circ = \frac{2 \times 20 \times 0'5 \times 50^2}{(0'5 \times 100)^2} = 20'00 \text{ mm}$$

CONSTRUCCIÓN DE LA CURVATURA DE LA LEVA. Empezamos por dibujar el círculo primitivo de la leva (fig. 216), por ejemplo, de 100 mm de diámetro; y, tangencialmente a él, el del rodillo conductor de las varillas que han de accionar la válvula (por ejemplo, de 40 mm de diámetro).

Sobre el círculo primitivo de la leva, trazamos los 100° del árbol de distribución y los dividimos en 10 partes iguales, cada una de las cuales corresponde a 10 grados.

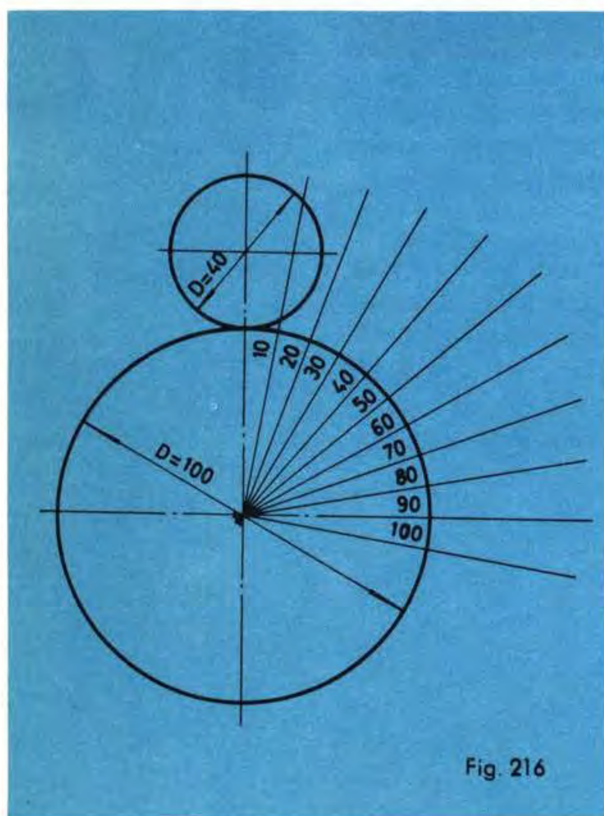


Fig. 216

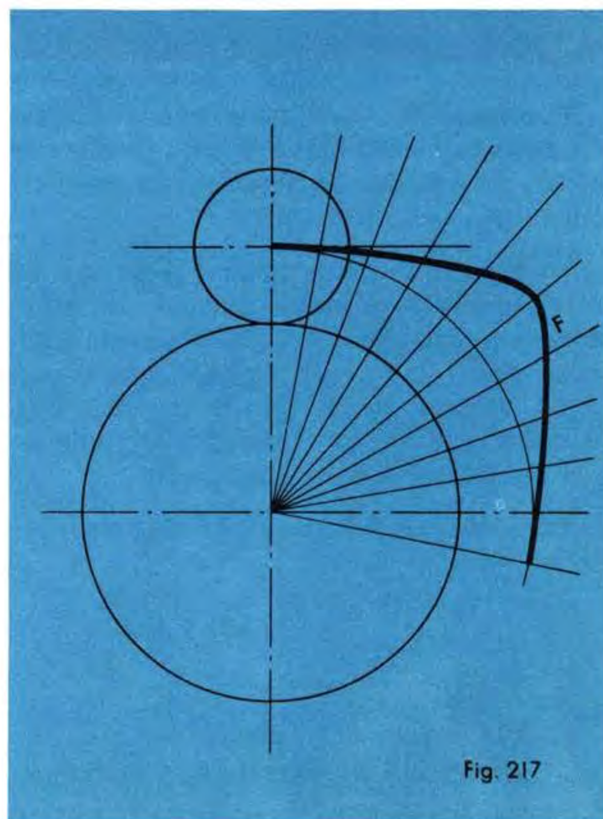


Fig. 217

A continuación trazaremos los sectores correspondientes, que prolongaremos fuera del círculo. Luego, con radio igual a la suma de los radios de ambos círculos, dibujaremos un arco que corte dichas prolongaciones.

A partir de los puntos de intersección, trazaremos los valores obtenidos para los distintos ángulos.

Así, a partir del punto de intersección correspondiente al ángulo de 50° señalaremos, sobre la línea de prolongación, la distancia de 10 mm que la fórmula nos marcaba (punto f). (Figura 257.)

Igual procedimiento seguiremos con el resto. Desde los puntos de intersección correspondientes a los ángulos de 40° y 60°, marcaremos las distancias de 6'4 mm encontradas.

Desde los puntos de 30° y 70°, las distancias de 7'2 mm;

Desde los puntos de 20° y 80°, las distancias de 3'2 mm; y

Desde los puntos de 10° y 90°, las distancias de 0'8 mm.

La unión de todos estos puntos señalará la curva que describe las sucesivas posiciones del centro del rodillo.

Para concluir: desde estos nuevos puntos, y con radio igual al del rodillo, marque las mismas líneas; y en la dirección del círculo de la leva, unos nuevos puntos (que equidistarán de los otros).

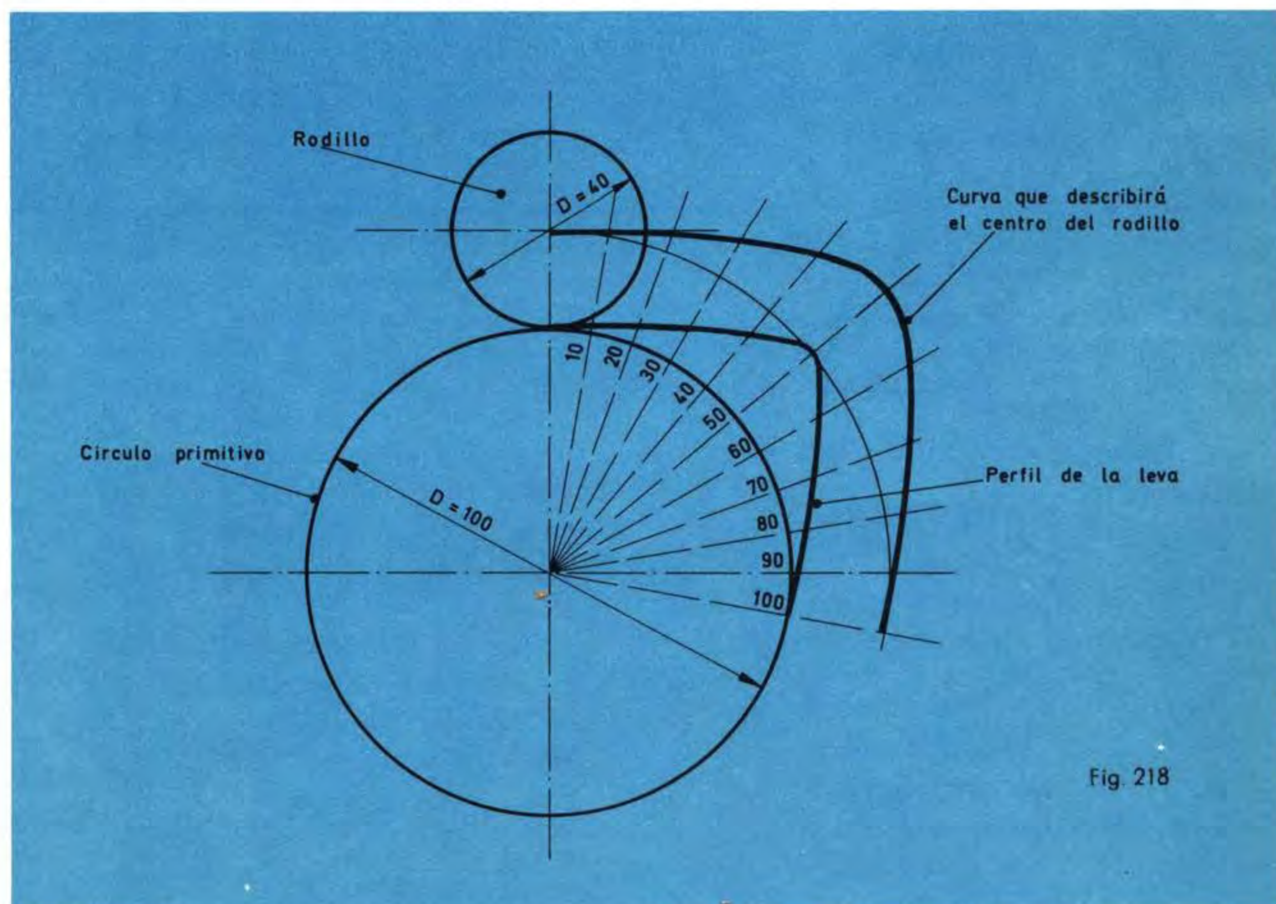


Fig. 218

Uniendo todos estos puntos, empezando por el punto tangencial de ambos círculos, o ángulo, y terminando en los 100°, tendremos el perfil de la leva. (Figura 258.)

DM } 29
DG }

Proyectar es fácil

14

AFHA

MECANICA

Lección 14
ELEMENTOS DE MAQUINAS

Engranajes
Generalidades
Descripción, cálculo y trazado de engranajes cilíndricos

ENGRANAJES - GENERALIDADES
ENGRANAJES CILINDRICOS - CARACTERISTICAS
TRAZADO DEFINITIVO

GENERALIDADES

Se llaman engranajes los elementos de máquinas destinados a transmitir un movimiento de rotación de un eje a otro, situado en un punto cercano, y de un modo que podríamos llamar exacto.

En efecto, ningún otro tipo de acoplamiento —poleas, correas, conos de fricción, etc.— consigue transmitir el movimiento rotativo con tanta exactitud como los engranajes, pues en aquéllos, sea grande o pequeño, siempre existe un deslizamiento o patinaje que da lugar a que la rueda u órgano conducido realice un movimiento menor que la rueda u órgano conductor, circunstancia que en los engranajes no sucede.

Un engranaje está formado por dos ruedas dentadas, construídas de forma que los salientes representados por los dientes de una de ellas se introducen en los vanos (o espacios libres entre dientes) de la otra, y viceversa.

El movimiento no se transmite por rozamiento, sino por empuje.

De esta suerte, la relación entre los números de revoluciones de ambas ruedas es constante; es decir, que si están calculadas para que una rueda dé, por ejemplo, una vuelta cuando la otra dé dos, esta relación permanecerá constante sea cualesquiera el número de vueltas que la primera realice.



En este punto se produce un empuje que el engranaje A aplica al diente del engranaje B.

En los engranajes, el movimiento no se transmite por rozamiento, sino por empuje.

Cuando las dos ruedas que constituyen un engranaje son del mismo diámetro, o su diferencia es pequeña, cada una recibe el nombre de rueda dentada o simplemente rueda.

Cuando la diferencia entre ambas es grande, la mayor constituye la rueda y la menor recibe el nombre de piñón.

PARTES DE UNA RUEDA DENTADA

En toda rueda dentada o piñón se distinguen las siguientes partes (fig. 219):

a) CORONA. Es la llanta o parte externa de la rueda, donde van insertos los dientes.

b) CUBO. Constituye la parte central. Está provista de un orificio para fijar la rueda sobre el eje rotor.

c) LOS NERVIOS O PLACA DE UNIÓN. Como su nombre indica, constituyen el medio de unión de la corona con el cubo.

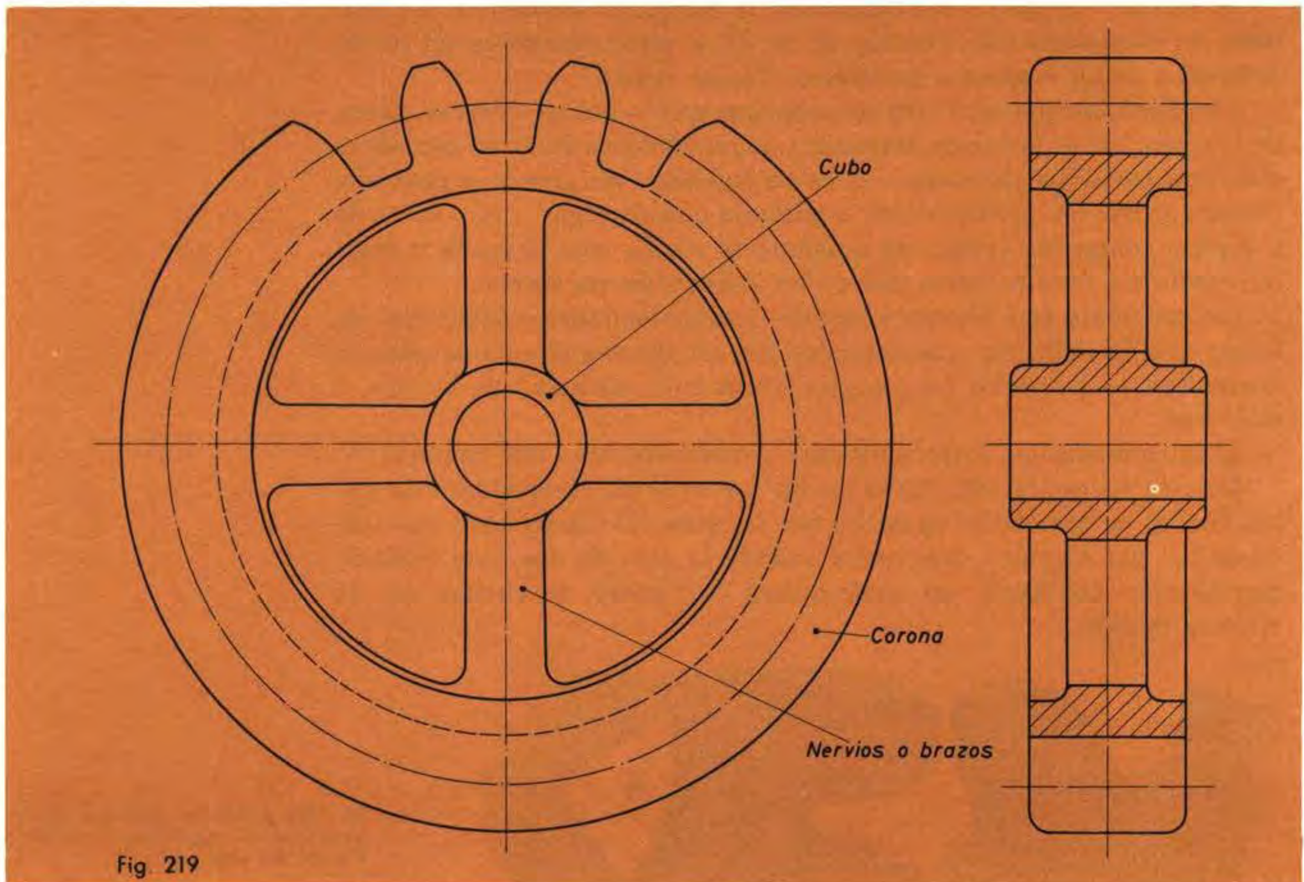


Fig. 219

Cuando las ruedas son de gran tamaño, el nexo de unión suele ser radios o brazos.

En las de tamaño medio (en máquinas de precisión, industria electromecánica, etc.) es frecuente que este nexo intermedio esté constituido por un plato o placa de espesor menor que la corona.

Las ruedas pequeñas, y sobre todo los piñones, suelen ser macizas; es decir, corona, parte intermedia y cubo forman un todo continuo.

CARACTERISTICAS DE LOS ENGRANAJES

Para proceder al estudio de las ruedas dentadas, cualquiera que sea su tipo, y discriminar sus condiciones de trabajo y rendimiento, es preciso tener presente una serie de consideraciones que constituyen sus características generales.

Procedamos, en primer lugar, a familiarizarnos con los distintos términos:

CIRCUNFERENCIA Y DIÁMETRO PRIMITIVO. Denominaremos circunferencia primitiva a la que tendría la rueda dentada si fuese una rueda de fricción cuya velocidad lineal (de su superficie) le imprimiese idéntica velocidad angular, o sea rotativa.

Esta circunferencia pasaría por la línea media de la altura de los dientes (fig. 220).

Por la misma razón, el diámetro primitivo es el correspondiente a la circunferencia primitiva.

En un juego de engranajes (dos ruedas) las circunferencias primitivas son tangenciales (fig. 221).

CIRCUNFERENCIA Y DIÁMETRO EXTERIOR. Esta denominación no ofrece duda. Será la exterior o total; es decir, el diámetro de extremo a extremo de la rueda. Los dientes, por consiguiente, quedan inscritos en ella. También se denomina circunferencia de cabeza.

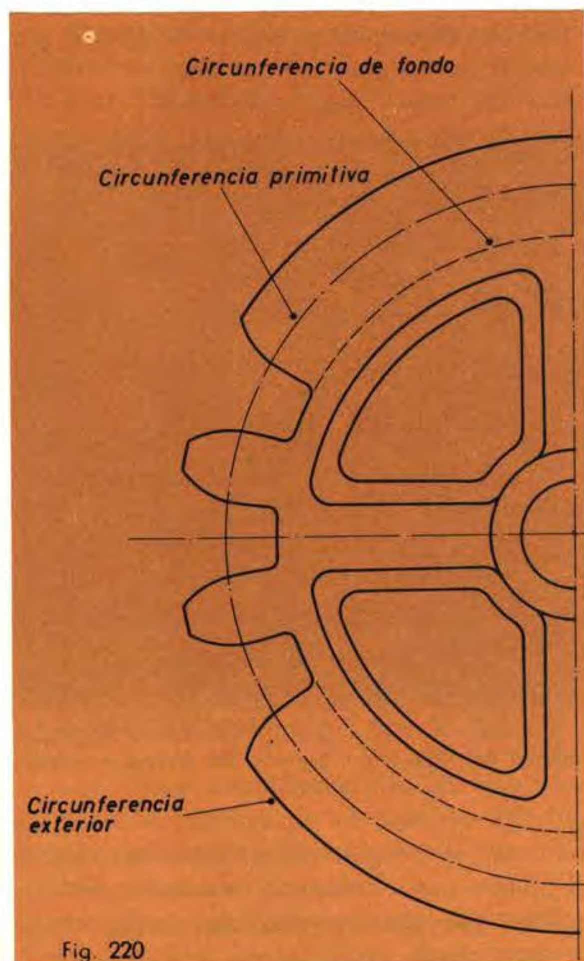


Fig. 220

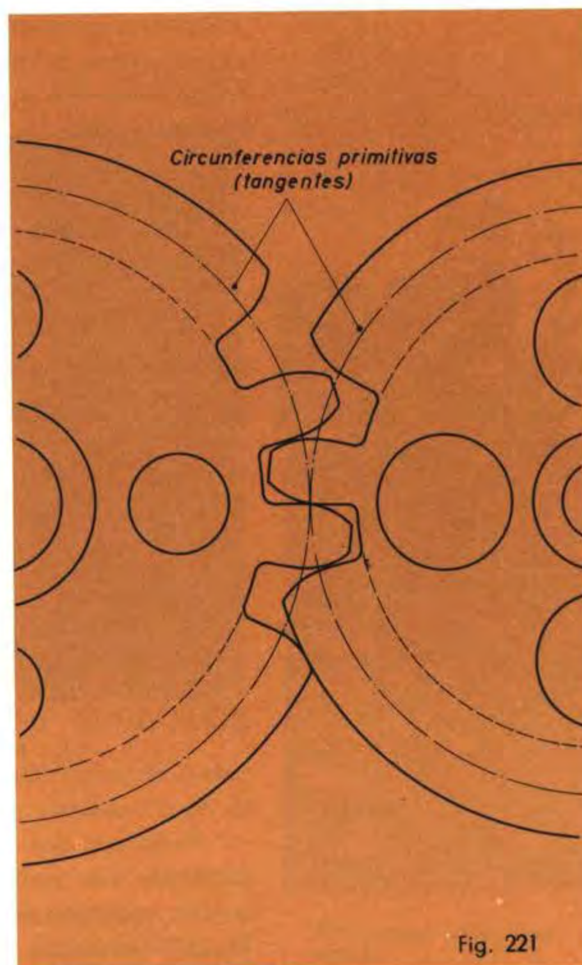


Fig. 221

CIRCUNFERENCIA Y DIÁMETRO DE FONDO. Llamados también de pie. Corresponden a la circunferencia que sigue la línea de fondo de los dientes, cuyo diámetro será el de la rueda desprovista de dientes.

DIENTES. Independientemente de la forma de los dientes, que caracterizan los tipos de ruedas, en todos ellos hemos de distinguir:

Longitud del diente. Es la distancia que corresponde a la anchura de la corona.

Altura o profundidad del diente. Es la distancia comprendida entre la circunferencia de fondo y la exterior.

Espesor del diente. Es la longitud del arco de circunferencia primitiva que corresponde al diente dado.

Vano. Es el hueco entre diente y diente. Su ancho viene medido por el arco de circunferencia primitiva correspondiente.

Cabeza del diente. Es la parte de diente comprendida entre la circunferencia primitiva y la exterior.

Altura de la cabeza. La distancia entre ambas (addéndum).

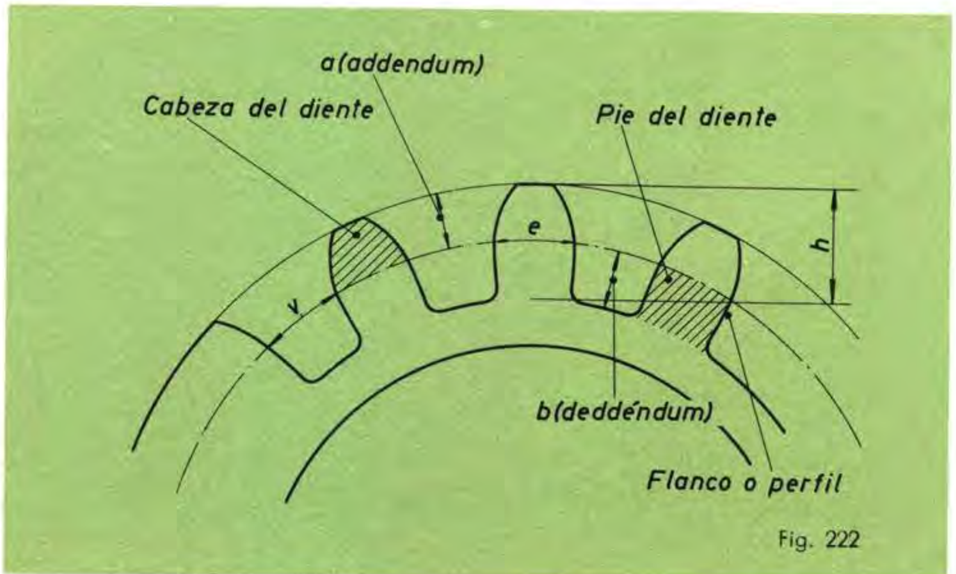
Pie del diente. Es la parte de diente comprendida entre la circunferencia primitiva y la de fondo.

Altura del pie. La distancia entre ambas (deddéndum).

Flanco o perfil. Es la superficie interna del diente, o sea, sobre la que se verifica el empuje.

Paso. Es la distancia comprendida entre centro y centro de dos dientes consecutivos, medida sobre la circunferencia primitiva. Equivale, por consiguiente, a la suma del espesor de un diente y un vano.





h = altura o profundidad del diente; c = espesor del diente; v = vano.

Para que dos ruedas constituyan un engranaje, es condición indispensable que ambas tengan el mismo paso, independientemente del diámetro o tamaño de los mismas. Para que esto se produzca es necesario que la circunferencia primitva de cada rueda contenga un número exacto

de pasos. En otras palabras, las longitudes de las circunferencias primitivas han de ser múltiplos del paso circular.

MÓDULO. Se llama módulo a la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes de la rueda. Viene a ser, por tanto, un submúltiplo del paso, puesto que éste es la circunferencia dividida por el número de dientes. El módulo es, pues, 3'14 veces menor que el paso (o sea, el valor de π, relación de la circunferencia al diámetro).

Sin embargo, se considera el módulo como unidad de medida para el cálculo de los engranajes y se expresa en milímetros.

Así, pues, el valor del módulo *m* será:

$$m = \frac{D_p}{z} \text{ y también } m = \frac{p}{\pi}$$

en que son: D_p = diámetro primitivo; z = número de dientes; p = paso circular.

MATERIALES UTILIZADOS

Las ruedas dentadas se construyen de muy diversos materiales. Los más importantes son acero y el hierro fundido; en menor escala, bronce, latón y materiales no metálicos.

El acero al carbono, con posterior tratamiento térmico, es de uso muy generalizado.

Para transmisiones que exigen una dureza mayor, se emplean aceros cementados. Los más comunes son el acero al níquel, al cromo-níquel y al cromo-níquel-molibdeno.

La profundidad de la cementación se cifra entre 0'2 y 0'23 de la medida del módulo.

El uso del hierro de fundición está también muy extendido, sobre todo el de fundición gris y al níquel, en razón a su mayor resistencia y duración.

El empleo de bronce, latón y aluminio se circunscribe a engranajes que hayan de soportar esfuerzos relativamente pequeños y cuyo reemplazo no ofrezca dificultades.

En la misma línea están las ruedas dentadas de construcción no metálica, como celorón, baquelita, celotex y otras materias sintéticas, especialmente nylon.

El juego de una rueda dentada metálica y otra no metálica da excelentes resultados para lograr una transmisión silenciosa. Debe procurarse que esta última se deslice suavemente, sin esfuerzos acusados.

CLASIFICACION DE LAS RUEDAS DENTADAS-SIMBOLOS

Las ruedas dentadas se clasifican en orden a las condiciones de trabajo que son capaces de realizar, lo que depende preferentemente de la disposición y forma de sus dientes.

Los principales tipos son:

a) RUEDAS DENTADAS CILÍNDRICAS. Se emplean para transmitir el movimiento entre ejes paralelos. Se dividen en las siguientes clases:



Engranajes cilíndricos rectos.


Engranajes cilíndricos helicoidales.

De dientes rectos externos.

De dientes rectos internos.

De dientes helicoidales (esto es, cortados en forma de hélice).

Cremallera recta. Consiste en una barra provista de dientes por un lado. Puede considerarse como una rueda de radio infinito.

b) RUEDAS DENTADAS CÓNICAS. Se emplean para transmitir el movimiento entre ejes que se cortan. Se dividen en:

De dientes rectos.

De dientes inclinados (en espiral).

c) RUEDAS DENTADAS HIPOIDES. En realidad son una variedad de ruedas cónicas, cuyo empleo se circunscribe para transmitir el movimiento entre ejes que se cruzan.


Cremallera recta.

Vea los símbolos que, con ligeras variedades, suelen ser empleados en las fórmulas de los engranajes:

m = módulo.

D_p = diámetro primitivo.

D_e = diámetro exterior.

D_f = diámetro de fondo.

d = diámetro agujero cubo.

Z = número de dientes de la rueda mayor. (También se utiliza z_2.)

z = número de dientes de la rueda menor. (También se utiliza z_1.)

p = paso circular.

e = espesor. (También se emplea *s*.)

h = altura o profundidad del diente.

h_c = altura de la corona de la rueda.

l = longitud del diente. (También se emplea B.)

C = distancia entre centros de ruedas.

n = número de revoluciones de la rueda conductora.

n_1 = número de revoluciones de la rueda conducida.

a = addéndum (altura de la cabeza del diente).

b = deddéndum (altura del pie del diente).

v = hueco o vano.

i = juego de fondo.

r = relación de transmisión.

D_b = diámetro de base.


Ruedas dentadas cónicas.

Cuando se hace referencia a un juego de engranajes, es decir, al par de ruedas que constituyen el engranaje, y éstas son de diámetro distinto, la denominación D_p = diámetro primitivo es sustituida por D_2 = diámetro primitivo mayor, y D_1 = diámetro menor.

NOTA. Siempre que intervengan los datos referentes a la rueda mayor y menor, se consignan los símbolos, con los subíndices 2, para la mayor, y 1, para la menor.

SISTEMA DIAMETRAL PITCH

En los países (Inglaterra, Estados Unidos, etc.) que comúnmente usan la pulgada en lugar del milímetro (sistema métrico) para las medidas, en el cálculo de engranajes, no se utiliza el módulo como unidad de cálculo, sino otro número llamado *pitch*.

El *pitch*, expresado en pulgadas, es el cociente de dividir el número de dientes por el diámetro; es decir, exactamente a la inversa del módulo.

Así, por ejemplo, en una rueda dentada cuyo diámetro primitivo sea de 127 mm y el número de dientes = 10,

el módulo será $m = \frac{L}{z} = \frac{127}{10} = 12'7$ mm

el *pitch* será $P = \frac{z}{D} = \frac{10}{5} = 2$ pulgadas (2")

Como ya hemos indicado, el *pitch* se expresa en pulgadas. Por tantó el diámetro primitivo D_p (en la nomenclatura inglesa B.S. se expresa simplemente por D) ha de expresarse en la fórmula en pulgadas, cuyo valor, como usted sabe, es de 25'4 mm.

Por tanto $D_p = 127 : 25'4 = D = 5$.

Por esta causa hemos consignado esta última cifra como denominador en la fórmula del *pitch*.

Su equivalencia en milímetros sería, pues, $2 \times 25'4 = 50'8$ mm.

En su vida profesional por lo general operará usted con módulos, ya que es el sistema mas utilizado en nuestro país. De todos modos, para poder convertir rápidamente un tipo de unidades en otro, puede usted operar con las siguientes fórmulas:

1) Sabemos el *pitch* de una rueda dentada y deseamos conocer el módulo. Entonces:

$$m = \frac{25'4}{p} \text{ (expresado en mm)}$$

2) Sabemos el módulo y deseamos conocer el *pitch*:

$$P = \frac{25'4}{m} \text{ (expresado en pulgadas).}$$

EQUIVALENCIAS DE SIMBOLOS

Insertamos una tabla sobre la equivalencia de símbolos empleados por nosotros en relación con la notación inglesa:

TABLA DE EQUIVALENCIAS

z	= N	= number of teeth	h	= h	= whole depth
D_p	= D	= pitch diameter	a	= A	= addéndum
D_e	= J	= outside diameter	b	= B	= deddéndum
D_f	= I	= bottom diameter	$D_e - D_b/2$	= W	= working depth
C	= CD	= centre distance	(altura teórica del diente)		
e — s	= T_c	= tooth thickness	p	= P'	= circular pitch



Juego de fondo

Debemos aclarar el concepto de «altura teórica del diente», que mejor debiéramos llamar, como los ingleses, *working depth;* esto es, profundidad de trabajo.

En efecto, cuando se establece el engrane entre dos ruedas, los dientes de una no llegan hasta el fondo del vano de la otra, sino que queda un pequeño espacio, llamado juego de fondo. Por tanto, superficie de contacto de los dientes de ambas ruedas será el total del perfil del diente menos el correspondiente al juego de fondo.

El diámetro de fondo de la rueda, más los juegos de fondo de ambos lados, es lo que llamamos diámetro de base (D_b); por tanto

$$\frac{D_e - D_b}{2} = W$$

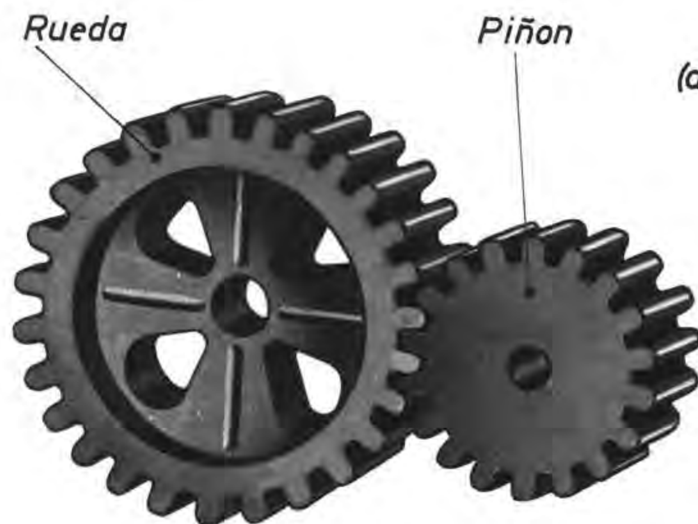
ENGRANAJES CILINDRICOS

En las ruedas dentadas de tipo cilíndrico, los dientes están construidos sobre una rueda que constituye un cilindro, cuyas bases limitan lateralmente los dientes y cuya altura coincide con la longitud de aquéllos.

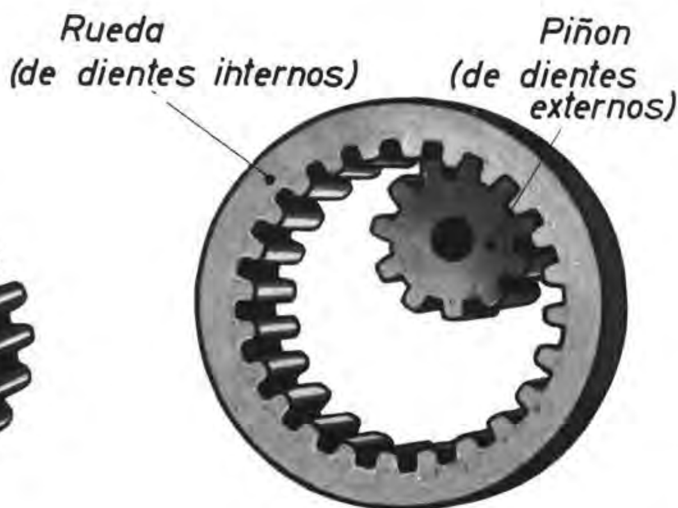
Hemos visto que podían ser, por su forma y disposición, de dientes rectos (exteriores o interiores), helicoidales e incluso constituir una barra recta llamada cremallera, que podíamos definir diciendo que era una rueda de radio infinito.

Podemos añadir aquí que los visinfines, o tornillos sinfín, constituyen, en realidad, una variedad de ruedas dentadas cilíndricas.

Vamos ahora a estudiar las características de las ruedas dentadas de dientes rectos en sus dos modalidades de engrane externo y engrane interno.



Engranaje de dientes rectos exteriores.



Engranaje de dientes internos.

Todos y cada uno de los términos que caracterizan una rueda dentada guardan entre sí unas relaciones —sobre todo con la unidad base llamada módulo— que determinan, con cierta facilidad, todos los factores necesarios para proceder a un proyecto.

MÓDULO. Ya sabemos lo que es el módulo, puesto que ha sido estudiado. en *Generalidades,* por ser común a todas las ruedas de engrane. Repetimos sus dos fórmulas básicas:

$$m = \frac{D_p}{Z} \qquad y \ m = \frac{p}{\pi} \text{ (en milímetros).}$$

D_p (DIÁMETRO PRIMITIVO). Por la primera de las fórmulas anteriores determinamos bien su relación: $D_p = m \cdot z$

D_e (DIAMETRO EXTERIOR). Tres fórmulas relacionan el diámetro exterior:

a) $D_e = D_p + 2_a$ (No ofrece dudas: diámetro primitivo más los addéndum de ambos lados).

b) $D_e = D_p + 2\ m$ (ya que normalmente se hace $a = m$).

c) $D_e = m\ (z + 2)$ (considerando igualmente $a = m$).

D_f (DIÁMETRO DE FONDO):

$D_f = D_p — 2\ b$ (diámetro primitivo menos los deddéndum de ambos lados).

Z (NÚMERO DE DIENTES). Deducido de la fórmula del módulo:

$$Z = \frac{D_p}{m}$$

p (PASO CIRCULAR). El paso circular es igual al valor de circunferencia primitiva dividida por el número de dientes, puesto que paso = 1 diente + 1 vano.

$$p = \frac{\pi \cdot D_p}{z}$$ Y también $p = m \cdot \pi$ (deducida de la segunda fórmula del módulo)

e (ESPESOR)
v (HUECO O VANO)
Es norma general que el espesor del diente sea la mitad del paso circular. Por consiguiente, la otra mitad corresponde al vano.

Por tanto: $e = v$; $e = \frac{p}{2}$; $v = \frac{p}{2}$

h (ALTURA O PROFUNDIDAD DEL DIENTE):

$$h = a + b.$$

l (LONGITUD DEL DIENTE). Normalmente $l = 10\ m$.
A veces llega a reducirse la longitud hasta un mínimo de $l = 5\ m$.
Sólo en casos especiales se sobrepasa los 10 m (hasta 16 m).
Ello se debe a que si el diente es excesivamente largo no trabaja por igual en toda su longitud, a menos que esté muy bien construido, y da lugar a que se deteriore y baje su rendimiento.

c (DISTANCIA ENTRE CENTROS):

$$C = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

No ofrece dificultad deducir esta fórmula, puesto que siendo el módulo igual al diámetro dividido por el número de dientes, si se multiplica de nuevo por el número de dientes se obtiene el diámetro. Multiplicando por el número de dientes de ambas ruedas, se obtiene a su vez los dos diámetros; y dividiendo por 2, los dos radios, cuya suma es, precisamente, la distancia entre los centros.

a (ADDÉNDUM). Normalmente $a = m$

b (DEDDÉNDUM). Según las últimas normas: $b = 1'25\ m$;
según las normas antiguas: $b = 1'167\ m$.

D_b (DIÁMETRO DE BASE):

$$D_b = D_f + 2\,i$$

i (JUEGO FONDO). Según las nuevas normas: $i = 0'25\ m$;
según las normas antiguas: $i = 0'167\ m$.

r (RELACIÓN DE TRANSMISIÓN). Puede hallarse por distintas relaciones:

$$r = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Es decir, en función de los números de dientes, de las revoluciones, de los diámetros primitivos y de las velocidades angulares.

De estas últimas relaciones, deducimos que los números de revoluciones de dos ruedas dentadas que constituyen un engranaje son inversamente proporcionales a los respectivos números de dientes.

$$\text{Esto es: } \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

Las fórmulas que consideramos fundamentales respecto a un engranaje, o sea de dos ruedas dentadas engranadas, son:

$$D_1 = \frac{2C \cdot z_1}{z_1 + z_2} \qquad D_2 = \frac{2C \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$ (en función del número de dientes).

$$D_1 = \frac{2C \cdot n_2}{n_1 + n_2} \qquad D_2 = \frac{2C \cdot n_1}{n_1 + n_2}$$ (en función del número de revoluciones).

Antes de seguir adelante, es preciso que afirmemos nuestras ideas y nos familiaricemos con las relaciones o factores de interdependencia de las ruedas de engrane, así como la mejor manera de proceder.

EJEMPLO

Nada mejor para ello que resolver un caso; es decir, plantear un problema y resolverlo.

Se trata de acoplar una transmisión, por engranaje, entre dos ejes de una máquina, cuyos centros se hallan a 150 mm.

El eje A gira a una velocidad de 420 revoluciones por minuto. El eje B (conducido) debe hacerlo a 210 r.p.m.

Deben calcularse ambas ruedas para lograr esta relación de rotación. El número de dientes no debe ser excesivo (máximo de 50), pues debilitaríamos su resistencia, aparte de encarecer el precio de las piezas por su mayor tiempo de mecanización.

Naturalmente, el mayor o menor número de dientes está en relación con la clase de material empleado, esfuerzo transmitido, diámetro de las ruedas, etc., consideraciones que soslayamos a base de un tipo medio

Y empieza nuestro estudio:

Repasemos los datos:

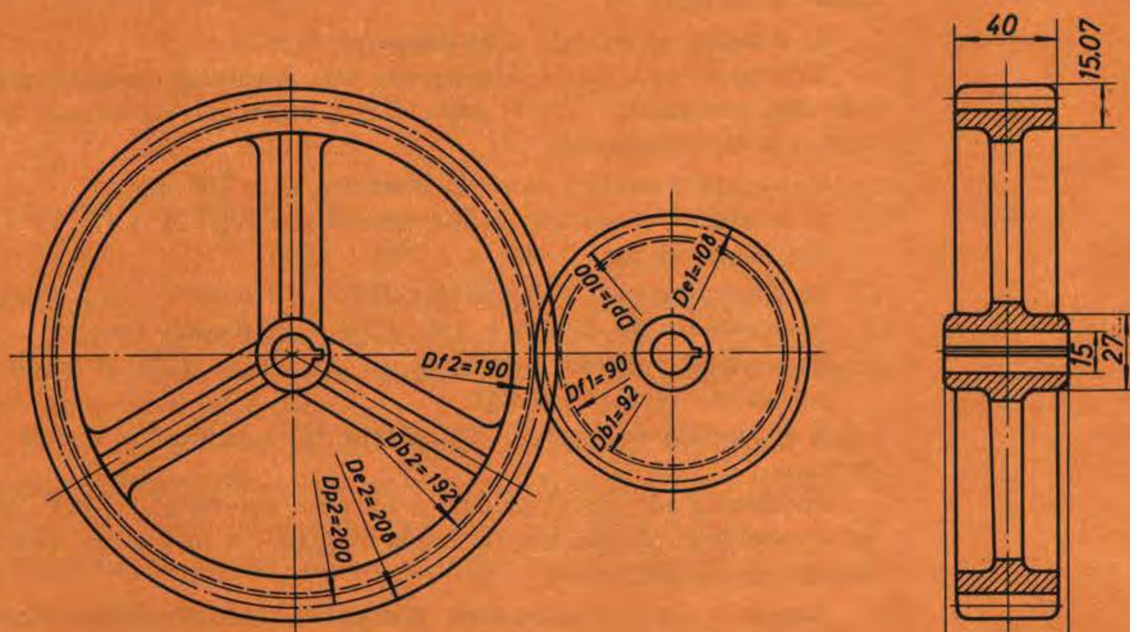
$$C = 150;\ n_1 = 420;\ n_2 = 210$$

El diámetro de la rueda menor (D_1), que es la que gira a mayor velocidad (en nuestro caso 420 r.p.m.), será, aplicando la fórmula:

$$D_1 = \frac{2C \cdot n_2}{n_1 + n_2} = \frac{300 \times 210}{420 + 210} = 100 \text{ mm}$$

El diámetro de la rueda mayor (D_2) será:

$$D_2 = \frac{2C \cdot n_1}{n_1 + n_2} = \frac{300 \times 420}{420 + 210} = 200 \text{ mm}$$



Este es el juego de engranajes que estamos calculando. Repetimos esta figura al final de nuestro cálculo.

Módulo. Aquí tenemos que proceder con sumo cuidado, pues en el planteamiento de un engranaje pueden darse dos casos clásicos:

a) Que se parta de un módulo elegido y se disponga en la máquina dada la distancia entre centros, distancia que estará en función de las circunferencias y número de dientes, pues no debe olvidar que EN CADA CIRCUNFERENCIA DEBE CABER UN NÚMERO EXACTO DE PASOS (dientes + vanos).

Vamos a poner un ejemplo para mayor claridad:

Sabemos que el paso (vea la fórmula), es $p = m \cdot \pi$.

Si partimos de un módulo dado, por ejemplo 4, el paso será 4 × 3'14 = = 12'56. Multiplicando esta cantidad por un número de dientes determinado conoceremos la circunferencia. Supongamos 20 dientes.

Tendremos: 12'56 × 20 = 251'20

Y dividiéndolo por π nos dará el diámetro: 215'20 : 3'14 = 80 mm; es decir, un radio de = 80 : 2 = 40 mm.

Si en lugar de 20 dientes ponemos 21 (aumentando proporcionalmente el número de dientes de la otra rueda para conservar la relación de transmisión), la circunferencia sería entonces: 12'56 × 21 = 263'76.

Por tanto el diámetro: 263'76 : 3'14 = 84 mm; radio = 42 mm.

Esto nos lleva a una conclusión: si se parte de un módulo dado, HEMOS DE DAR NOSOTROS LA DISTANCIA ENTRE CENTROS DE EJE; pues si nos la fijan ya de antemano, es probable que no nos sirva para el módulo elegido, POR LA IMPOSIBILIDAD DE QUE QUEPA EN LA CIRCUNFERENCIA DE LA RUEDA UN NÚMERO EXACTO DE PASOS (caso, por ejemplo, de disponer de un radio de 41 mm).

b) Adaptar el módulo a la distancia dada.

Este es el caso que acabamos de ver. Para ello debemos proceder con una precaución: QUE EL MÓDULO QUE ELIJAMOS SEA DIVISOR DEL DIÁMETRO DE QUE DISPONEMOS.

Volviendo a nuestró caso: el diámetro $D_1 = 100$ mm.

El módulo 4 es divisor de 100, puesto que 100 : 25 = 4.

Por tanto, el paso sería: 4 × 3'14 = 12'56.

La circunferencia: $\pi \cdot d$ = 3'14 × 100 = 314 mm.

Y el número de dientes = 314 : 12'56 = 25 dientes (exacto).

De adoptar módulo 3 (que no es divisor de 100), el paso sería: $p = m \cdot \pi$ = 3 × 3'14 = 9'42.

Y el número de dientes: 314 : 9'42 = 33'33 dientes (lo que no puede ser).

Podríamos adaptar el módulo a un paso determinado; pero esto no es aconsejable, porque nos veríamos obligados a manipular un número inconcreto de decimales.

Vamos a verlo. Supongamos que en el susodicho diámetro 100 (o sea circunferencia 314) trazamos un rueda de 32 dientes. El paso sería:

$$p = \frac{\pi \cdot D_p}{z} = \frac{314}{32} = 9'8125$$

Y el módulo $$m = \frac{p}{\pi} = 3'125$$

Y esto en el mejor de los casos, pues si en lugar de 32 dientes aplicamos 28, el paso sería $p = \frac{314}{28}$ = 11'21428571428571... etc. (división impura), y por tanto el módulo también.

Por estas razones es aconsejable operar con números sencillos. *Que los módulos sean números enteros o de pocos decimales, y que el paso sea múltiplo de* π, es decir, de 3'14.

Volviendo a nuestro problema, tenemos que nos han dado la distancia entre centros, por lo que no podemos establecerla por nuestra cuenta como haríamos si diseñáramos la máquina. Hemos de suponer, en nuestro ejemplo, que la máquina ya está construida y se nos ha encargado del cálculo de unas ruedas dentadas para la transmisión deseada.

Por esta causa, nos atenemos a la solución *b*): adaptar el módulo a la distancia dada. Como hemos visto, elegimos el módulo 4 (divisor de 100) y el paso 12'56 (múltiplo de π); número de dientes = 25.

Para la otra rueda (diámetro 200) el módulo y el paso serán los mismos, condición indispensable para que engranen. El número de dientes será:

$$z_2 = \frac{D_2}{m} = 50 \text{ dientes, o bien } z_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{p} = \frac{628}{12'56} = 50$$

Espesor de los dientes: $e = \dfrac{p}{2} = \dfrac{12'56}{2} = 6'28$

Hueco o vano: $v = \dfrac{p}{2} = 6'28$

Aquí hemos de hacer una salvedad. Cuando la construcción de los dientes no ofrece garantía de perfección, se hace el espesor del diente un poco menor, equivalente al 5 % del paso. Este 5 % de holgura recibe el nombre de juego entre dientes.

De darse este caso en nuestro ejemplo, el espesor del diente sería: $e = 6'28 - 0'628 = 5'652$ (juego entre dientes 5 % de $12'56 = 0'628$).

Addéndum: según las normas: $a = m$, por tanto $a = 4$.

Deddéndum: según las últimas normas: $b = 1'25\ m = 1'25 \times 4 = 5$

Altura o profundidad del diente:

$$h = a + b = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$$

Longitud de los dientes:

$$l = 10\ m = 10 \times 4 = 40 \text{ mm}$$

Diámetros exteriores:

$D_{e2} = D_2 + 2a = 200 + 8 = 208$ mm; $D_{e1} = D_1 + 2a = 100 + 8 = 108$ mm

Diámetros de fondo:

$D_{f2} = D_2 - 2b = 200 - 10 = 190$ mm; $D_{f1} = D_1 - 2b = 100 - 10 = 90$ mm

Diámetros de base:

$D_{b2} = D_{f2} + 2i = 190 + 2 = 192$ mm; $D_{b1} = D_{f1} + 2i = 90 + 2 = 92$ mm
(Siendo $i = 0'25\ m = 0'25 \times 4 = 1$ mm.)

Para la relación de transmisión podemos aplicar cualquiera de las fórmulas, a saber:

$$r = \frac{z_1}{z_2} = \frac{25}{50} = 0'5; \quad r = \frac{n_2}{n_1} = \frac{210}{420} = 0'5; \quad r = \frac{D_1}{D_2} = \frac{100}{200} = 0'5;$$

$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{3'5 \times 6'28}{7 \times 6'28} = 0'5$$

El valor de la velocidad angular $\omega = v$ (número de vueltas por segundo) multiplicado por 2π.

Con esto queda resuelto nuestro problema por lo que atañe a las funciones principales de las ruedas. Estamos seguros que habrá usted comprendido el modo de operar. En esta misma lección aparece una serie de sencillos problemas para que usted se ejercite y familiarice con los distintos valores.

Y ahora, para poder proceder al diseño total de las ruedas, nos faltan los datos complementarios (prescindiendo, naturalmente, de los perfiles de los dientes, de cuya resolución nos ocuparemos después).

Estos datos complementarios son:
Altura total de la corona.
Diámetro exterior del cubo.
Número de brazos (si los tiene).
Longitud del cubo.

El diámetro interior del cubo no ofrece dudas, pues ha de ser el mismo del árbol o eje en que ha de ser fijado, con las tolerancias correspondientes, teniendo en cuenta su bloqueo mediante una chaveta.

Altura total de la corona = 1'2p (incluida la altura h del diente)
0'5p (sin incluir la altura h del diente)
Diámetro exterior del cubo = 1'8 a 2'0d (d = diámetro interior).
Longitud del cubo = de 1'2 a 1'4l (l = longitud del diente).
Número de brazos = $0'12\sqrt{D_p}$ a $0'15\sqrt{D_p}$ (mínimo de 3 brazos; ruedas de fundición).

Insertamos al final del presente capítulo un cuadro general de medidas de ruedas dentadas de fundición.

Para terminar nuestro problema, he aquí los datos que nos faltaban (suponiendo que los ejes tienen un diámetro d = 15 mm):

Altura de la corona: total = 1'2p = 1'2 × 12'56 = 15'07 mm.

Como la altura h del diente es de 9 mm, tendremos = 15'07 — 9 = = 6'07 mm de la corona, sin contar la altura de los dientes.

Tomando para esta medida 0'5p, nos da 0'5 × 12'56 = 6'28 mm (ligeramente superior).

Diámetro exterior del cubo = 1'8d = 1'8 × 15 = 27 mm.

Longitud del cubo = 1'2l = 1'2 × 40 = 48 mm.

Suponiendo que las ruedas fueran de fundición, con brazos, con unos diámetros tan pequeños como los del ejemplo, la fórmula ni = $0'15\sqrt{D_p}$ da un número inferior a 3. Por tanto aceptaremos el mínimo: 3 brazos.

Y ya está (salvo, repetimos, el perfil de los dientes). En la figura 224 dejamos representado el engranaje a la escala 1 : 2.

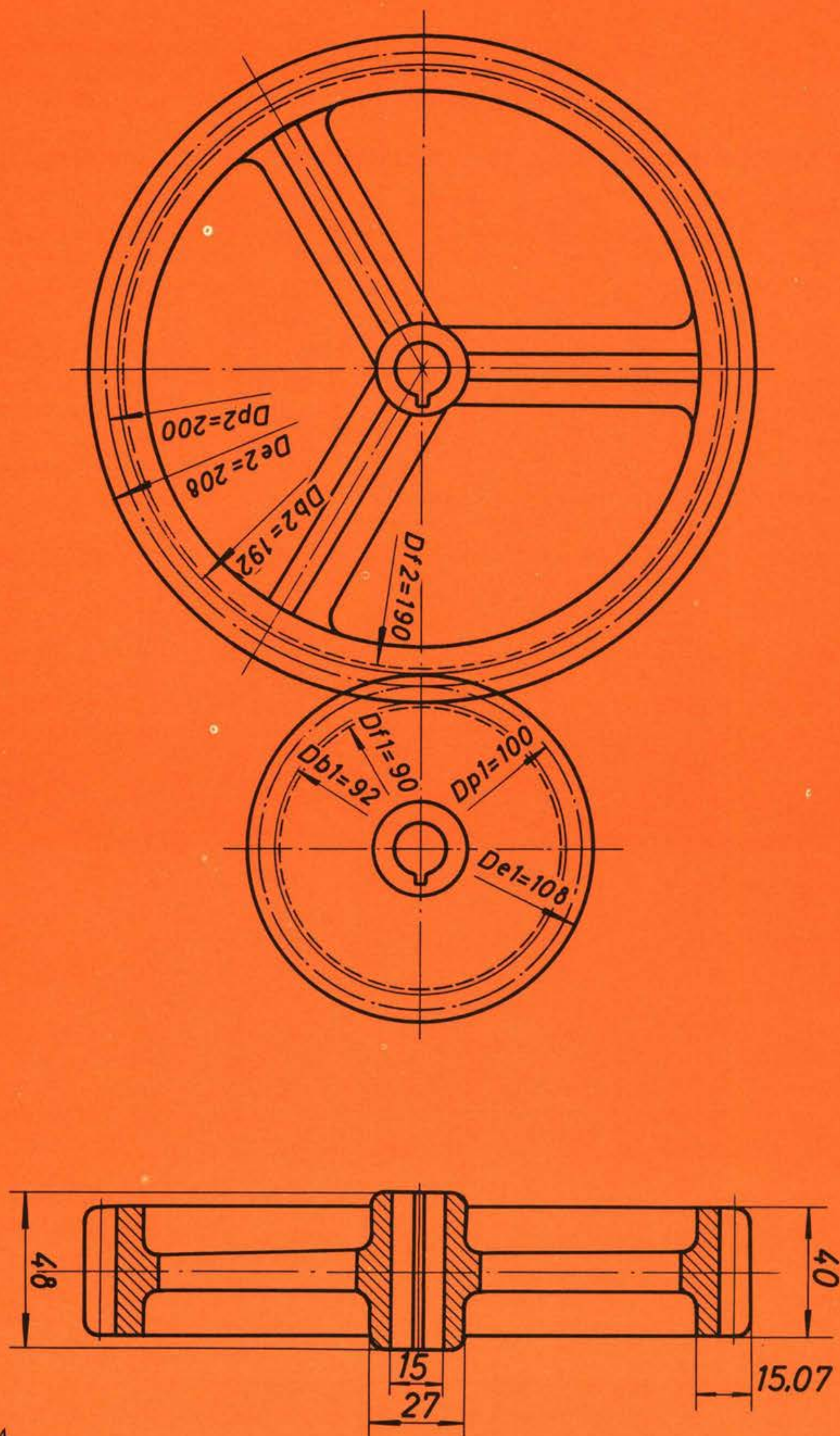

Dp2=200
De2=208
Db2=192
Df2=190
Df1=90
Db1=92
Dp1=100
De1=108
48
40
15
27
15.07

Fig. 224

A continuación, incluimos una tabla de módulos normales, con las correspondientes medidas de los dientes, tomando como base las nuevas normas, es decir: a = m; b = 1'25 m; h = 2'25 m.

TABLA DE MODULOS NORMALES Y DIMENSIONES DE LOS DIENTES

Módulo mm	Paso mm	Addéndum mm	Deddéndum mm	Altura diente mm	Espesor diente mm	Vano mm	Juego de fondo mm
0'25	0'785	0'25	0'3125	0'5625	0'3925	0'3925	0'0625
0'3	0'9425	0'3	0'375	0'675	0'4712	0'4712	0'075
0'4	1'2566	0'4	0'5	0'9	0'6283	0'6283	0'1
0'5	1'5708	0'5	0'625	1'125	0'7854	0'7854	0'125
0'6	1'885	0'6	0'75	1'35	0'9425	0'9425	0'15
0'75	2'356	0'75	0'9375	1'6875	1'178	1'178	0'1875
0'8	2'5132	0'8	1	1'8	1'2566	1'2566	0'2
0'9	2'8274	0'9	1'125	2'025	1'4137	1'4137	0'225
1	3'14	1	1'25	2'25	1'57	1'57	0'25
1'25	3'927	1'25	1'5625	2'8125	1'9635	1'9635	0'3125
1'5	4'712	1'5	1'875	3'375	2'356	2'356	0'375
1'75	5'498	1'75	2'1875	3'9375	2'749	2'749	0'4375
2	6'283	2	2'5	4'5	3'141	3'141	0'5
2'25	7'069	2'25	2'812	5'062	3'534	3'534	0'562
2'5	7'854	2'5	3'125	5'625	3'927	3'927	0'625
2'75	8'639	2'75	3'437	6'187	4'319	4'319	0'687
3	9'425	3	3'75	6'75	4'712	4'712	0'75
3'5	10'996	3'5	4'375	7'875	5'498	5'498	0'875
3'75	11'781	3'75	4'687	8'437	5'89	5'89	0'937
4	12'566	4	5	9	6'283	6'283	1
4'5	14'137	4'5	6'125	10'625	7'068	7'068	1'125
5	15'708	5	6'25	11'25	7'854	7'854	1'25
5'5	17'279	5'5	6'875	12'375	8'639	8'639	1'375
6	18'850	6	7'5	13'5	9'425	9'425	1'5
7	21'991	7	8'75	15'75	10'995	10'995	1'75
8	25'132	8	10	18	12'566	12'566	2
9	28'274	9	11'25	20'25	14'137	14'137	2'25
10	31'416	10	12'5	22'5	15'708	15'708	2'5
12	37'699	12	15	27	18'849	18'849	3
13	40'840	13	16'25	29'25	20'42	20'42	3'25
14	43'981	14	17'5	31'5	21'99	21'99	3'5
15	47'120	15	18'75	33'75	23'56	23'56	3'75
16	50'261	16	20	36	25'13	25'13	4
18	56'543	18	22'5	40'5	28'271	28'271	4'5
20	62'830	20	25	45	31'415	31'415	5
22	69'112	22	27'5	49'5	34'556	34'556	5'5
25	78'540	25	31'25	56'25	39'27	39'27	6'25

Ya hemos indicado que el material (o mejor dicho materiales) empleado en la construcción de ruedas dentadas suele ser acero moldeado o forjado y hierro de fundición.

En estos casos es corriente fundir las piezas con medidas en bruto; es decir, mayores que las que en realidad han de tener, y proceder luego a su mecanización.

En las ruedas de material no metálico (baquelita, celotex, celorón, nylon, etc.) se cortan las ruedas de barras cilíndricas que se suministran en el mercado a los diámetros necesarios.

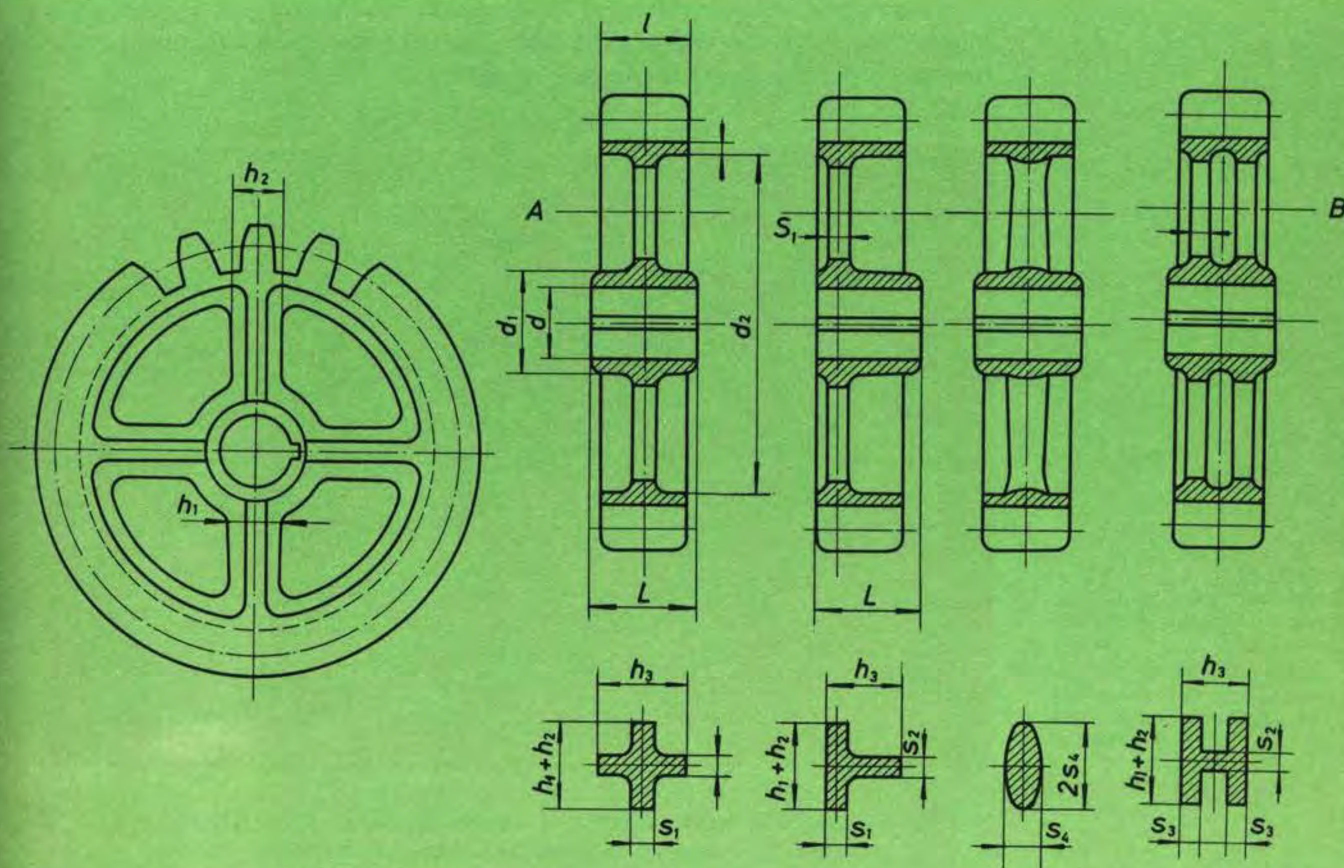
Las ruedas dentadas de fundición suelen construirse ateniéndose a las dimensiones y perfiles de brazos que indicamos en la figura 225 y en la tabla que insertamos a continuación:

TABLA DE PROPORCIONES DE LAS RUEDAS DENTADAS DE FUNDICION

h_0 = Altura corona sin diente	1'6m — 1'8m
l = Longitud diente	5m — 16m
L = Longitud cubo	1'2l — 1'5l
d_1 = Diámetro exterior cubo	1'8d — 2'0d
d_2 = Diámetro hasta la corona . . .	2 · m — (4 — 5)m

ESPESORES DE LOS BRAZOS

S_1 = 1'5 m — 2'0 m	h_1 = 6 m — 10 m	Número de dientes
S_2 = 1'5 m — 1'6 m	h_2 = 4'6 m — 6 m	
S_3 = 1'2 m — 2'0 m	h_3 = 6 m — 12 m	$ni = 0'12\sqrt{D_p} - 0'15\sqrt{D_p}$
S_4 = 3 m	h_4 = 6 m	



ENGRANAJES DE DIENTE CORTO (SISTEMA STUB)

Este sistema de ruedas de engrane obedece a la aplicación de valores menores para los dientes, lo que da lugar a que éstos tengan dimensiones menores, respecto al módulo, que las ruedas normales.

Los países que utilizan la pulgada refieren este sistema a la unidad *pitch.*

En nuestro caso, como todos los países que usan el sistema métrico, lo referimos, como es natural, al módulo.

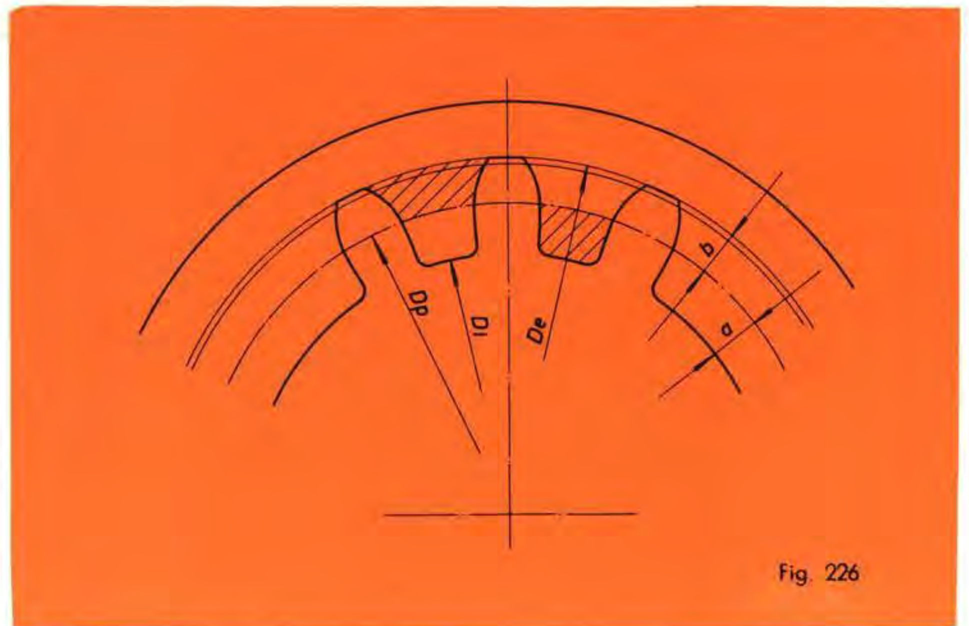
Las diferencias con el sistema normal son:

Valor de addéndum . .	a = 0'8 m,	en lugar de	a = m
Valor de deddéndum. .	b = m	» » »	b = 1'25 m
Altura diente	h = 1'8 m	» » »	h = 2'25 m
Juego de fondo . . .	= 0'2 m	» » »	= 0'25 m

RUEDAS CILINDRICAS DE DIENTES INTERIORES

En las figuras anexas hemos representado una rueda dentada y un piñón que constituyen un engranaje de esta clase.

Como puede usted ver, las circunferencias primitivas son, en estos casos, tangentes interiormente; el engranaje está formado por una rueda dentada (dientes interiores) y un piñón de dientes exteriores. Para lograr una perfecta conjunción debe existir una diferencia de por lo menos 15 dientes entre la rueda y el piñón.



Fragmento de rueda dentada de dientes interiores. D_p = diámetro primitivo; D_i = diámetro interior; D_e = diámetro exterior; a = addéndum; b = deddéndum.

Las características más sobresalientes en estos engranajes son:

a) La reducida distancia entre ejes, mucho menor que en el sistema normal empleando ruedas del mismo módulo.

b) Elevado rendimiento y larga duración, gracias al pequeño valor de desplazamiento entre dientes.

c) Marcha silenciosa, por idénticas causas.

No obstante, no es muy frecuente su uso, pues es limitado el número de posibilidades de realizar un acoplo de este tipo.

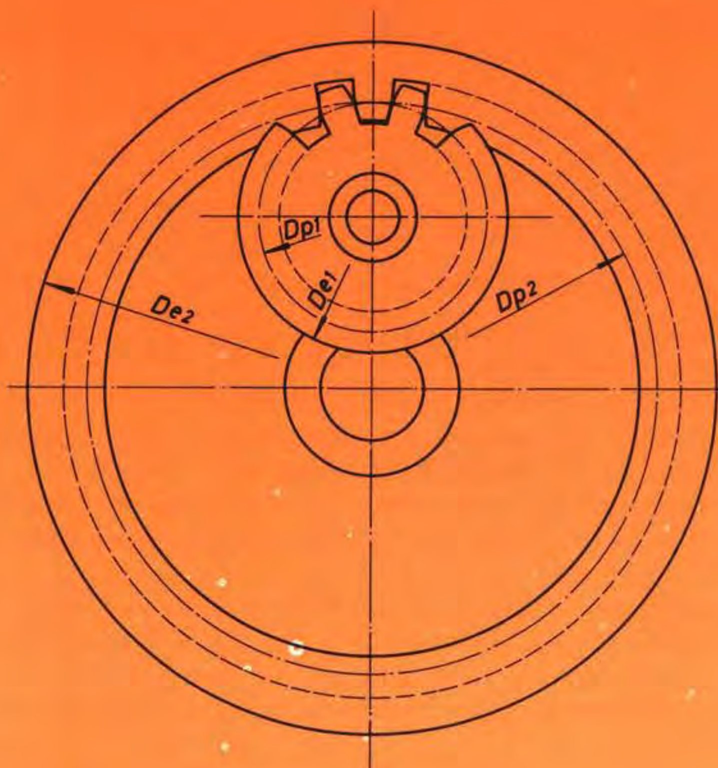
Observe la diferencia de denominaciones que sufre la rueda dentada en relación con su homónima de dientes exteriores.

En efecto, en esta que tratamos, de engrane interno, el diámetro externo corresponde al diámetro de fondo de las otras. Sin embargo, no existe dificultad en la apreciación, ya que los diámetros se designan de acuerdo con la posición de los centros de la circunferencia.

Teniendo, pues, esto en cuenta, no ofrece duda alguna. El diámetro externo es el que llega al fondo del vano.

En cambio no existe diámetro de fondo, puesto que se prestaría a la confusión; y sí, en cambio, diámetro interior.

Del mismo modo, el addéndum corresponde a la parte interna (que sigue siendo, por otra parte, cabeza del diente); y el deddéndum, a la externa (que es el pie del diente).



Engranaje cilíndrico con rueda de dientes interiores.

En el dibujo quedan indicados los diámetros primitivos exteriores de la rueda y del piñón.

Las medidas siguen la tónica de las otras, salvo en lo que concierne a las fórmulas de diámetros y centros.

Para mayor claridad, reproducimos una escala con todas ellas:

SIMBOLOS Y FORMULAS DE LOS ENGRANAJES CILINDRICOS DE DIENTES INTERIORES

	Piñón (Dientes exteriores)	Rueda (Dientes interiores)
Número de dientes	z_1 (como mínimo, 15 menos que la rueda)	z_2
Addéndum	$a_1 = m$	$a_2 = m$
Deddéndum	$b_1 = 1'25\ m$	$b_2 = 1'25\ m$
Altura diente	$h = 2'25\ m$	$h = 2'25\ m$
Diámetro externo	$D_{e1} = m\ (z_1 + 2)$	$D_{e2} = m\ (z_2 + 2'5)$
Diámetro primitivo	$D_{p1} = z_1 \cdot m$	$D_{p2} = z_2 \cdot m$
Diámetro interior	$D_{i1} = m\ (z_1 - 2'5)$	$D_{i2} = m\ (z_2 - 2)$
Distancia entre centros	$C = m \dfrac{z_2 - z_1}{2}$;	$C = \dfrac{D_2 - D_1}{2}$
Paso circular	$p = \pi \cdot m$	
Espesor del diente	$e = \dfrac{p}{2}$	
Vano	$v = \dfrac{p}{2}$	
Relación de transmisión	$r = \dfrac{n_2}{n_1} = \dfrac{z_1}{z_2}$	

FORMA DE LOS DIENTES

Hasta aquí hemos estudiado las ruedas dentadas haciendo caso omiso de la forma de los dientes.

Sin embargo, es evidente que esta forma no puede ser arbitraria, sino que ha de ajustarse a unos perfiles determinados a fin de hacer suave y regular la transmisión del movimiento.

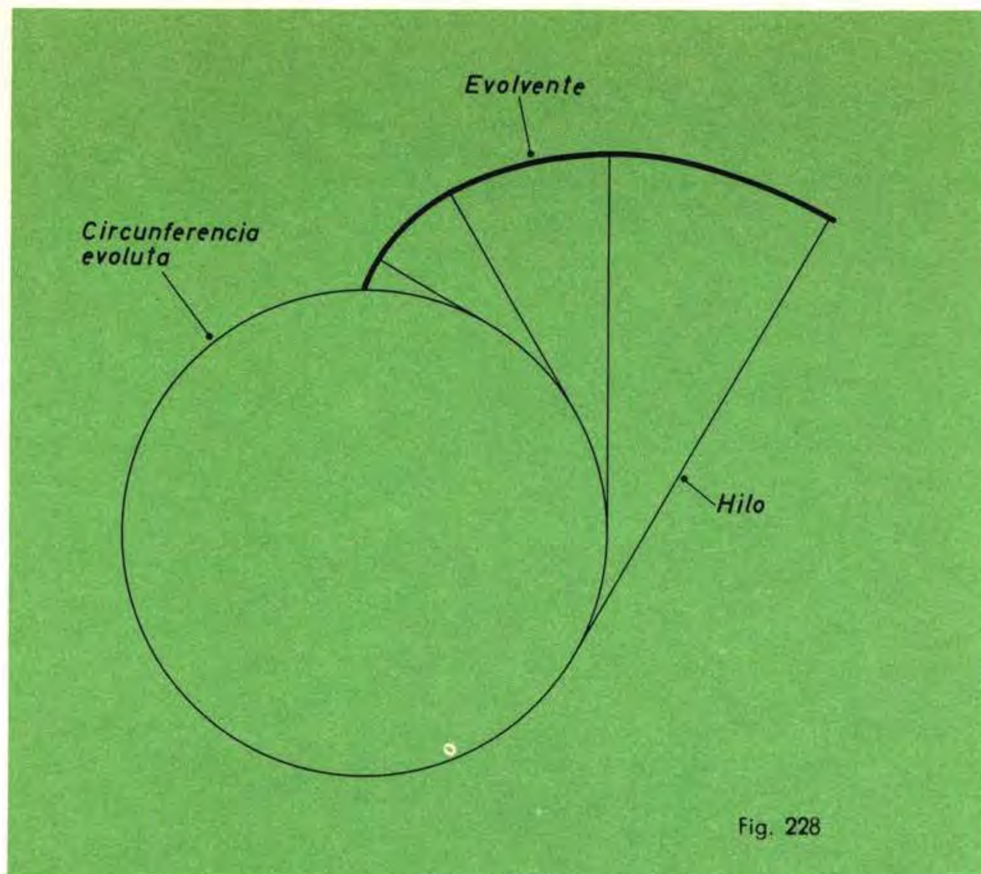
Ahora bien; para que esto ocurra, es preciso que a un movimiento uniforme de la rueda conductora corresponda otro movimiento idéntico de la rueda conducida.

Para conseguirlo se han ideado diversos perfiles de dientes. El más extendido es el llamado de EVOLVENTE DE CÍRCULO, empleado universalmente en las máquinas y herramientas de hacer engranajes.

En los engranajes de dientes internos tiene preferencia el perfil llamado CICLOIDE.

Vamos, pues, a estudiar estos dos tipos de perfiles:

PERFIL DE EVOLVENTE DE CÍRCULO. Llamamos evolvente a LA CURVA QUE DESCRIBE EL EXTREMO DE UN HILO, ARROLLADO SOBRE UN CILINDRO, QUE SE VA DESENROLLANDO DE ÉSTE.



Si un hilo se va desenrollando de una circunferencia o círculo, su extremo describe una curva llamada evolvente de la circunferencia en cuestión.

La línea de engrane, en los dientes de evolvente de círculo, se verifica a lo largo de una línea recta, la cual, pasando por el punto tangente de las circunferencias primitivas, forma un ángulo de 70° (a veces 75° y 75° 30') con la línea de unión de los centros de las ruedas.

Las circunferencias tangentes a la línea de engrane, trazadas desde los centros de las ruedas —como las circunferencias primitivas—, reciben el nombre de base de la evolvente o circunferencias evolutas.

Estas circunferencias representan, en la definición, las superficies de los cilindros en que se van desarrollando los hilos. Así, pues, tenemos:

La curva evolvente (descrita por el extremo del hilo, y que determina el perfil del diente).

La línea de engrane, y

Las circunferencias evolutas.

Por medio de estas últimas, vamos a ver cómo se construye la CURVA EVOLVENTE citada en primer lugar.

En la figura 229 están dibujadas:

La circunferencia primitiva;

La línea de engrane (formando los susodichos 70° con la línea de unión de los centros del engranaje); y

La circunferencia evoluta (tangencial, como sabemos, a la línea de engrane).

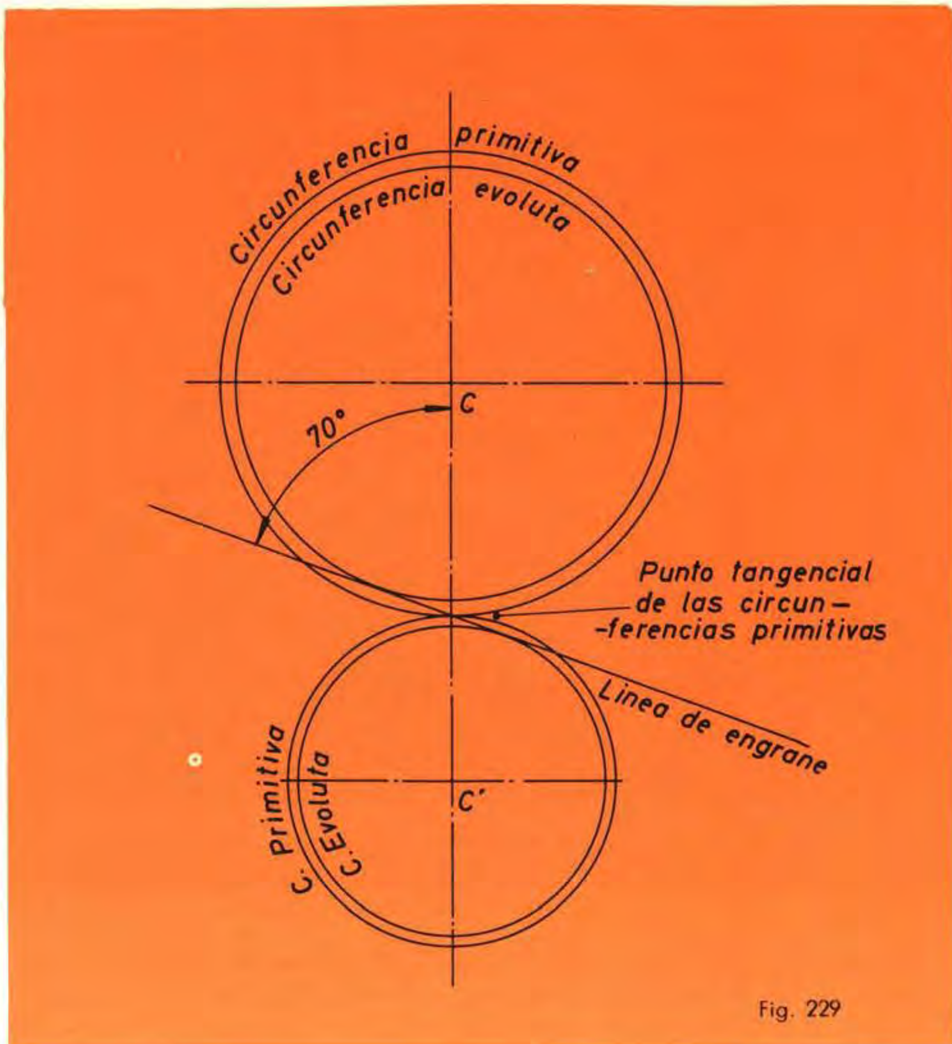


Fig. 229

Trazamos desde este punto tangencial, que llamaremos punto O, y sobre la evoluta, una serie de puntos equidistantes entre sí —cuanto más cercanos mejor, pues habrá más exactitud en el trazado de la evolvente—, a los cuales numeramos 1, 2, 3, 4, 5, 6, etc. (Vea fig. 230.)

Luego trazaremos unas líneas tangentes a dichos puntos, tal como indica la figura.

Por último, haciendo sucesivamente centro en los puntos 1, 2, 3, 4, 5, 6, etc., describiremos con el compás unos pequeños arcos, de modo que el trazado desde el punto 1 abarque desde la intersección de la línea de engrane con la de centros, hasta tocar la tengente del punto 1 (marcado 0' — 1'). El trazado desde el punto 2, desde aquél hasta la tengente de dicho punto, y así sucesivamente.

Radios con que se trazan estos arcos. Para el primero, con centro en 1, se toma la distancia 0' — 1'. Para el segundo, con centro en 2, la distancia desde 1' a 2, etc., etc.

Vea representado el mismo proceso, pero abarcando el engranaje completo; es decir, a las dos ruedas que lo constituyen.

En la figura 231 puede usted discriminar las dos circunferencias primitivas y las evolutas (tangentes a la línea de engrane m — n, inclinada

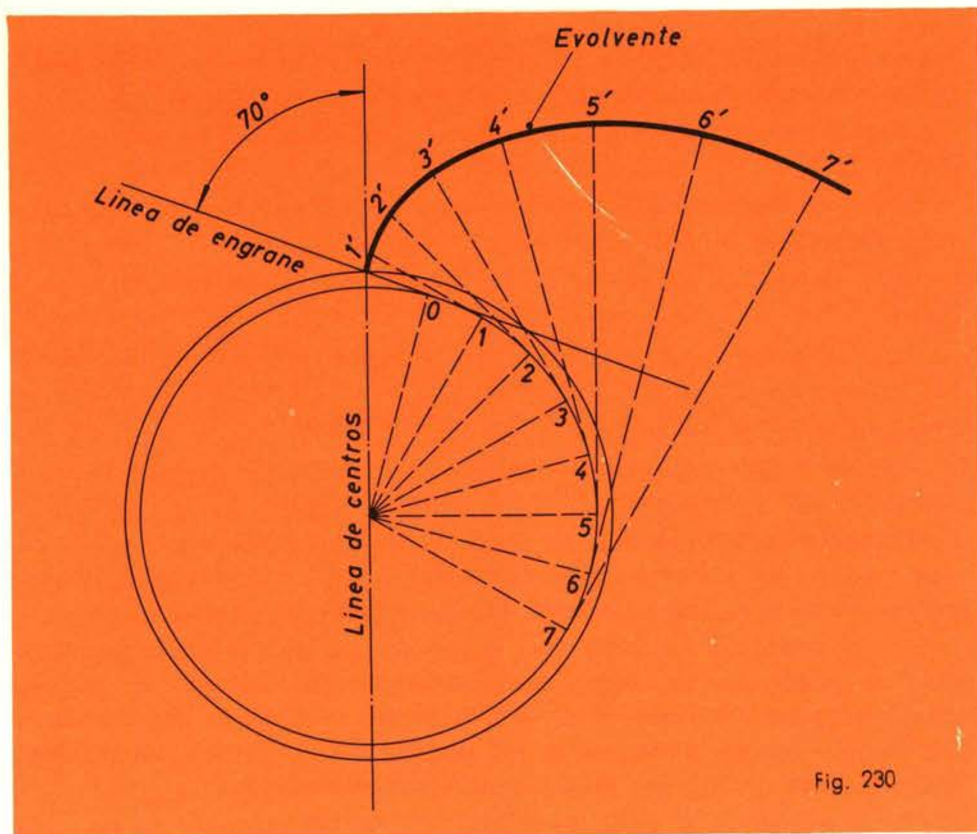


Fig. 230

Evolvente 2
m
p
Cf
Cp
Ce
q
n
Evolvente 1

Fig. 231

Prolongación evolvente 1
Prolongación evolvente 2

Fig. 232

los consabidos 70° respecto a la recta trazada de centro a centro de las ruedas), así como las circunferencias exteriores y de fondo.

Y, por fin, las dos evolventes: la correspondiente a la rueda 2 y la del piñón 1.

Ahora le rogamos que se fije en esta figura, que, en síntesis, sigue las indicaciones de la figura anterior. (Fig. 232.)

¿No observa nada que la llame la atención? ¿No? Entonces, se lo diremos.

Las evolventes (que señalan el perfil de los dientes) van sólo desde las respectivas circunferencias primitivas a las exteriores; es decir, señalan únicamente las cabezas de los dientes (addéndum).

Así, pues, las evolventes obtenidas no bastan para señalar el perfil completo del diente, pues falta el correspondiente a los deddéndum.

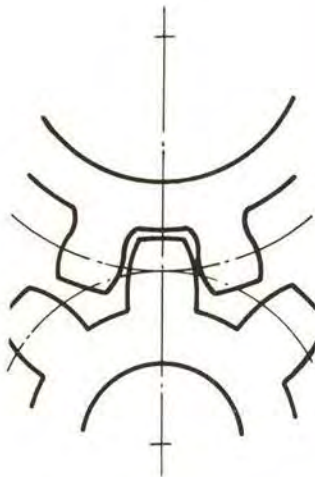
Para trazar este último, procedemos de una manera convencional, que consiste en prolongar los radios que trazamos a partir de las circunferencias primitivas; esto es, los que tenían por centro el punto 1.

No obstante lo expuesto, hay que tener en cuenta una circunstancia: no puede hacerse este trazado más que en los casos en que las circunferencias exteriores o de cabeza corten la línea de engrane entre los límites comprendidos entre los puntos p — q (puntos tangenciales entre la línea de engrane y las circunferencias evolutas).

De lo contrario, al girar las ruedas, las puntas extremas de los dientes de una penetrarían en las bases de los de la otra.



Fig. 233



Engranaje de dientes corregidos.

Fig. 234

Este tropiezo tiene diversas soluciones, como acortar la altura de cabeza del diente o corregir el trazado.

En este último caso, diremos que los dientes han sido «corregidos».

Vea en la figura una rueda de dientes corregidos.

TRAZADO PRACTICO DEL PERFIL DE LOS DIENTES

La gran aceptación que hoy en día tiene el trazado del perfil de los dientes por el método de evolvente de círculo se debe a lo fácil que resulta proceder a este trazado; y sobre todo, por la todavía más fácil sustitución que se hace de él por arcos de circunferencia, que dan un perfil bastante aproximado.

En la práctica se recurre generalmente al artificio de sustituir la evolvente por uno o dos arcos de círculo, según sea mayor o menor de 36 el número de dientes de la rueda considerada.

Para conocer el radio de estos arcos se recurre al trazado de Grant, muy sencillo, que vamos a resolver con un ejemplo.

Se trata de trazar un engranaje cuyas características son: módulo $m = 4$, número de dientes de $z_2 = 50$; número de dientes de $z_1 = 20$.

El ángulo de presión (que estudiaremos después) es de 20°, que da una circunferencia evoluta cuyo diámetro es aproximadamente 31/33 del diámetro de la circunferencia primitiva.

Comenzaremos por trazar (vea la figura) la distancia entre centros, que según la fórmula es:

$$C = m\frac{z_1 + z_2}{2} = 4 \times \frac{50 + 20}{2} = 140 \text{ mm}$$

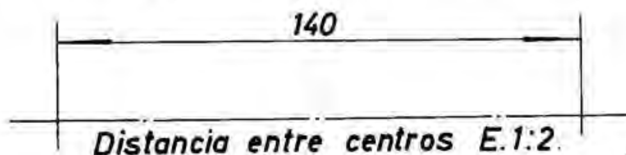


Fig. 235

Procederemos a trazar las respectivas circunferencias primitivas, cuyos diámetros serán:

$$D_2 = z_2 \cdot m = 50 \times 4 = 200 \text{ mm}$$
$$D_1 = z_1 \cdot m = 20 \times 4 = 80 \text{ mm}$$

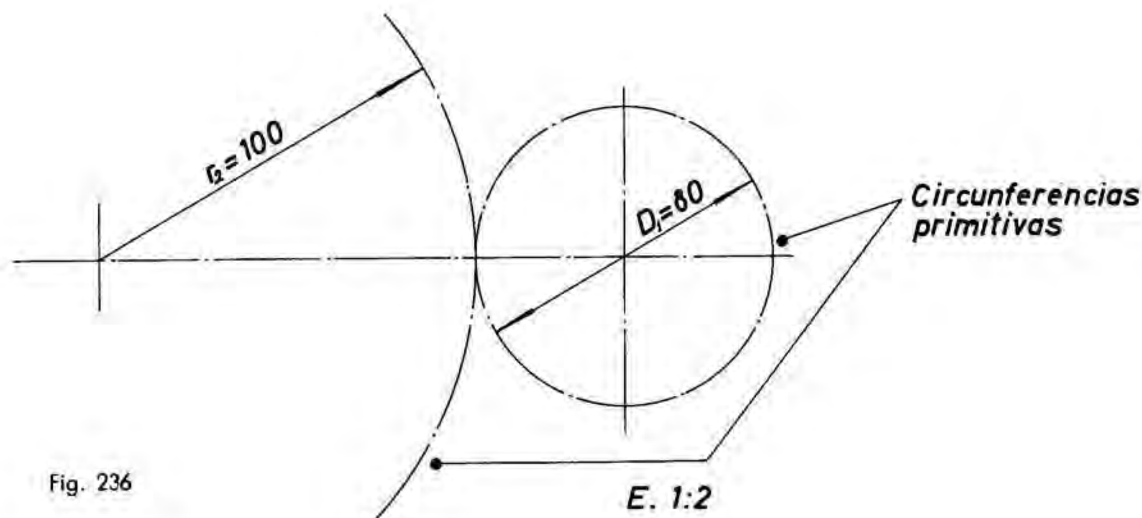


Fig. 236

A continuación las circunferencias evolutas, cuyos diámetros sabemos que corresponden a 31/33 de los D_2 y D_1. Por tanto:

$$\text{Diámetro de la evoluta de la rueda} = 200 \times \frac{31}{33} = 187'8 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro de la evoluta del piñón} = 80 \times \frac{31}{33} = 75'1 \text{ mm}$$

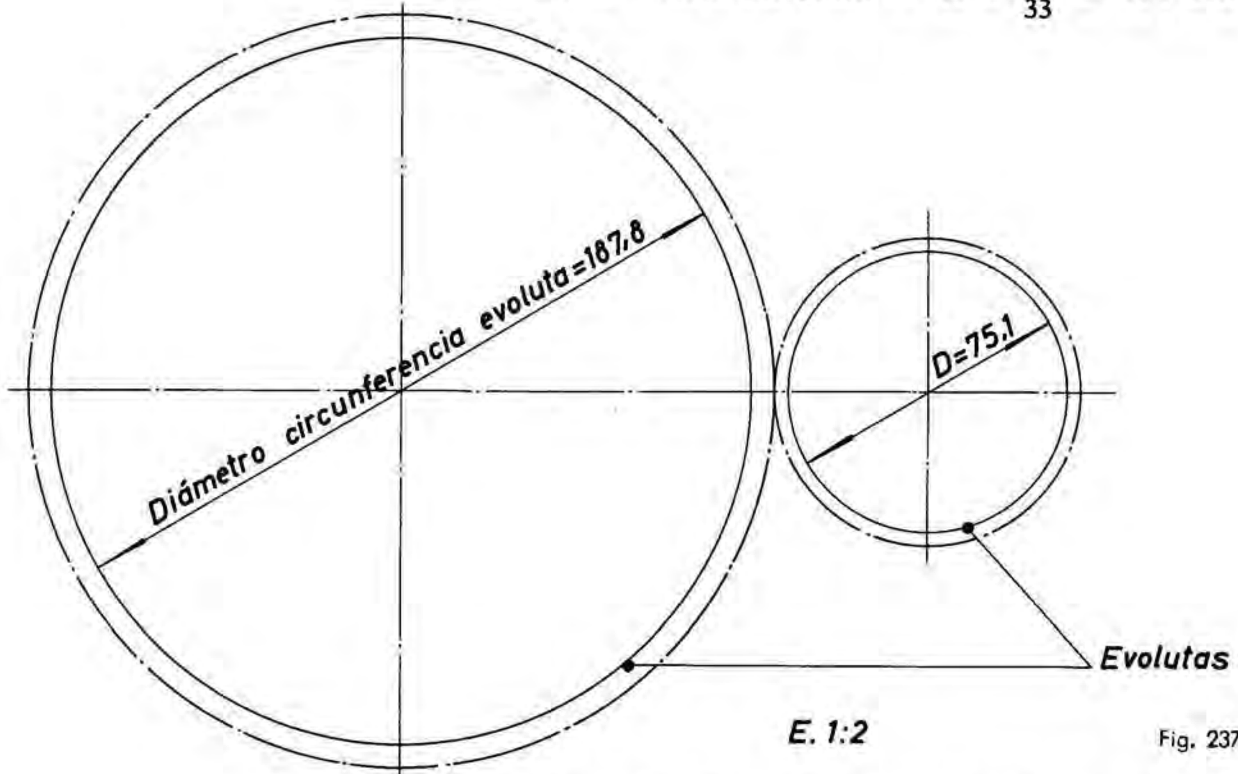


Fig. 237

Como cada diente tiene dos perfiles (uno por lado), dividiremos las circunferencias primitivas en tantas partes iguales como número tengan de dientes multiplicado por 2. O sea:

Circunferencia primitiva de la rueda ($\pi \cdot d = 3'14 \times 200 = 628$ mm).
Número de partes: $50 \times 2 = 100$; separación: $628 : 100 = 6'28$ mm.
Circunferencia primitiva del piñón ($\pi \cdot d = 3'14 \times 80 = 251'2$ mm).
Número de partes: $20 \times 2 = 40$; separación: $251'2 : 40 = 6'28$ mm.

TRAZADO DE LOS ARCOS - TABLA DE GRANT

Los arcos pasarán, por los puntos divisionarios, alternativamente en un sentido y en otro; esto es, por los puntos 1, 3, 5, 7, etc., en un sentido; y por los puntos 2, 4, 6, 8, etc., en el otro, formando así los dos perfiles de cada diente.

Cada uno de estos perfiles constará de un solo arco, si la rueda tiene más de 36 dientes, según hemos dicho; y de dos (uno para la cabeza del diente y otro para el pie) si consta de 36 dientes o menos.

Sus radios, cuyos centros deben encontrarse en la circunferencia evoluta, se obtienen multiplicando el módulo por el número que proporciona la tabla de Grant, que insertamos a continuación:

TABLA DE GRANT PARA TRAZAR LOS PERFILES DE LOS DIENTES

Z	Factor de multiplicación		Z	Factor de multiplicación	
	Addéndum	Deddéndum		Addéndum	Deddéndum
10	2'28	0'69	29	3'99	2'67
11	2'40	0'83	30	4'06	2'76
12	2'51	0'96	31	4'13	2'85
13	2'62	1'09	32	4'20	2'93
14	2'72	1'22	33	4'27	3'01
15	2'82	1'34	34	4'33	3'09
16	2'92	1'46	35	4'39	3'16
17	3'02	1'58	36	4'45	3'23
18	3'12	1'69		*En todo el diente*	
19	3'22	1'79	37 a 40	4'20	
20	3'32	1'89	41 a 45	4'63	
21	3'41	1'98	46 a 51	5'06	
22	3'49	2'06	52 a 60	5'74	
23	3'57	2'15	61 a 70	6'52	
24	3'64	2'24	71 a 90	7'72	
25	3'71	2'33	91 a 120	9'78	
26	3'78	2'42	121 a 180	13'38	
27	3'85	2'50	181 a 360	21'62	
28	3'92	2'59	181 a 360	21'62	

Así, pues, el perfil del diente de la rueda —que hemos dicho era de 50 dientes— constará de un solo arco.

Vemos que el factor de multiplicación, según la tabla de Grant, es 5'06 (puesto que corresponde a las ruedas con un número de dientes comprendido entre 46 y 51).

Por lo tanto, el radio del arco será:

$$f \cdot m = 5'06 \times 4 = 20'24 \text{ mm}$$

El piñón —de 20 dientes— tiene, en cambio, un perfil de diente formado por dos arcos; uno para el addéndum (cabeza) y otro para el deddéndum (pie). Los factores son, según la tabla, 3'32 y 1'89.

Por tanto:

Radio del perfil del addéndum: $f \cdot m = 3'32 \times 4 = 13'28$ mm

» » » » deddéndum: $f \cdot m = 1'89 \times 4 = 7'56$ mm

Estos perfiles —el de la rueda y los del piñón— quedan limitados por las circunferencias exteriores y de fondo de las ruedas respectivas, cuyos diámetros serán:

$$D_{e2} = (z_2 + 2)\ m = (50 + 2)\ 4 = 208 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_{e2} - 2\ h = 208 - (2 \times 2'25 \times 4) = 190 \text{ mm}$$

puesto que $h = 2'25\ m$

$$D_e = (z + 2)\ m = (20 + 2)\ 4 = 88 \text{ mm}$$

$$D_f = D_e - 2\ h = 88 - (2 \times 2'25 \times 4) = 70 \text{ mm}$$

$D_2 = 200$

$D_1 = 80$

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

Circunferencia evoluta

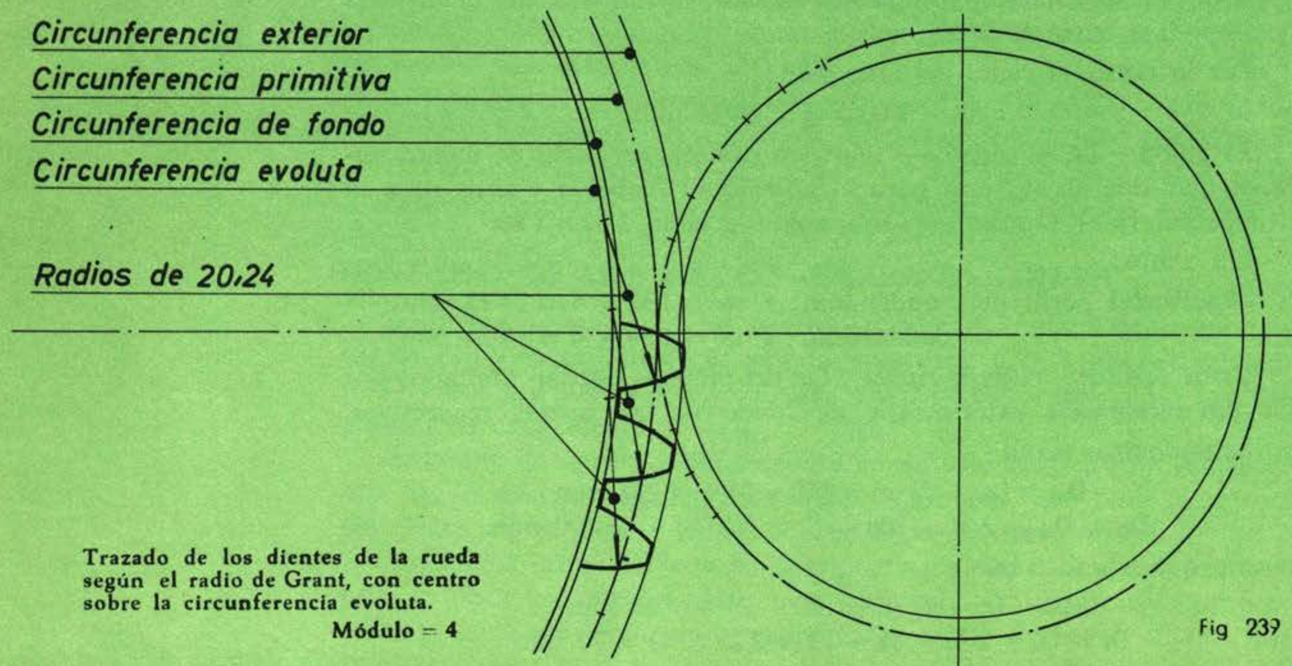
C. Evoluta

E. 1:1

Fig. 238

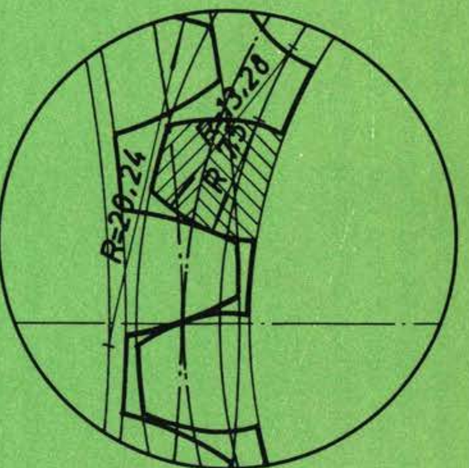
División de las circunferencias primitivas de la rueda y piñón.

Rueda: 100 partes de 6'28 mm de separación.
Piñón: 40 partes de 6'28 mm.

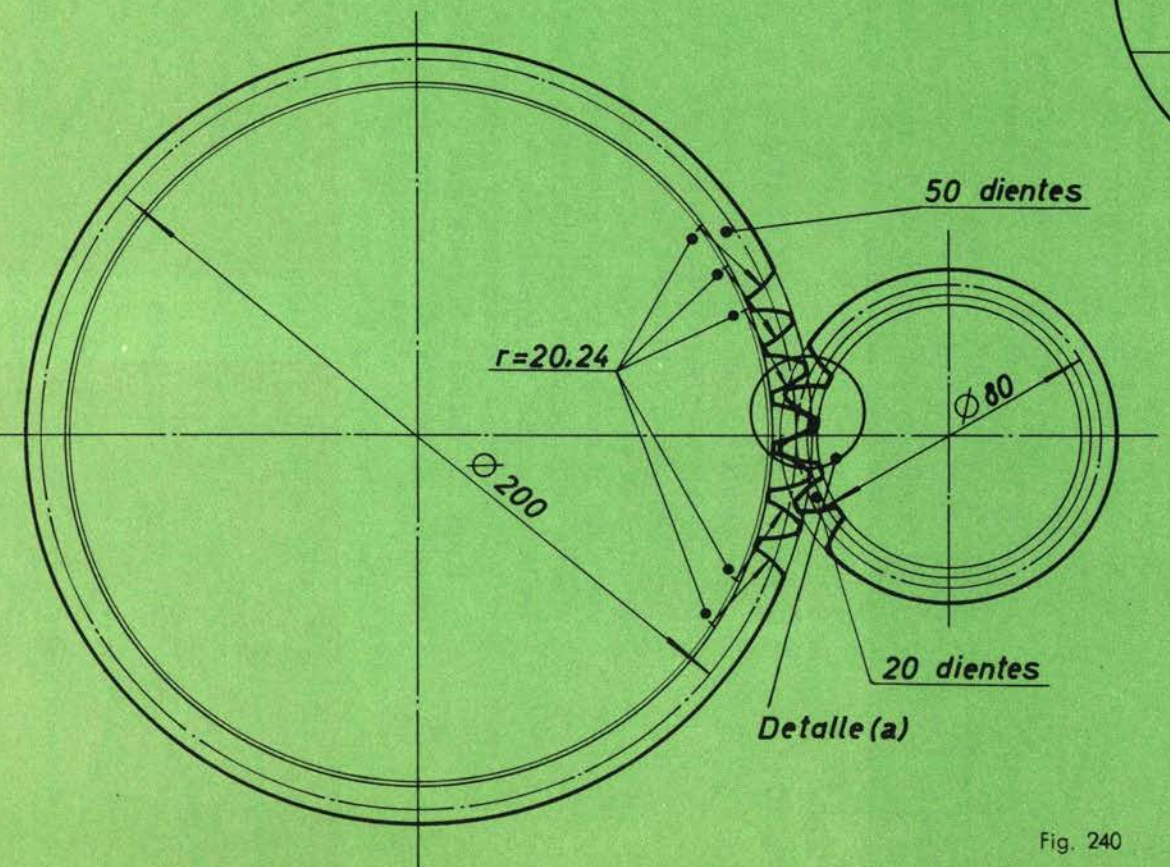


Trazado de los dientes de la rueda según el radio de Grant, con centro sobre la circunferencia evoluta.
Módulo = 4

Fig 239



Detalle (a) Escala 2:1



E. 1:2

Fig. 240

Plano total del engranaje. Observe los radios con que se han trazado los dientes del piñón.

ANGULO DE PRESION

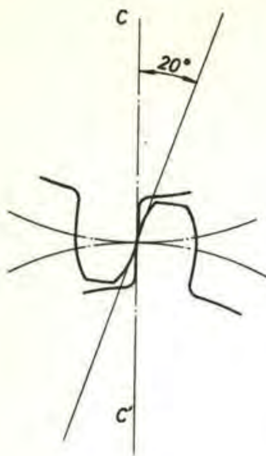


Fig 241

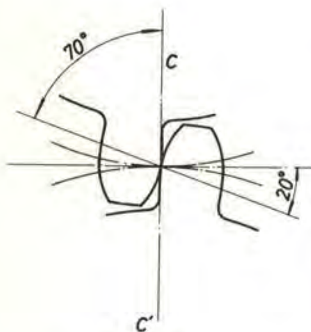


Fig 242

En las figuras 241 y 242 se representa lo que es el ángulo de presión, al que podemos definir de dos maneras:

Por el ángulo que forma la tangente común a los dos perfiles del engrane, con la línea recta que une los centros de las ruedas. O bien...

El ángulo que forma la dirección de la fuerza que un diente transmite sobre el de la otra rueda (línea de engrane) con la tangente común a ambas circunferencias primitivas.

Fíjese usted en que el ángulo que forma la línea de engrane con la recta que une los centros de las ruedas es un ángulo complementario del de presión, puesto que forma un ángulo recto con el que aquél está opuesto por el vértice.

Por consiguiente, si el ángulo que formaba la línea de engrane con la que une los centros era de 70°, el ángulo de presión valdrá 20°, ya que 70° + 20° = ángulo recto.

Según las nuevas normas, el ángulo de presión debe ser de 20°, tanto en los engranajes de dientes normales como en los de dientes cortos (sistema *stub*).

Antes solían construirse los engranajes con ángulos de presión de 14° 30′ ó 15°; y aunque se va generalizando el uso de ángulos de 20°, todavía es frecuente encontrar ruedas de engrane con el sistema antiguo.

El ángulo de presión de 20° permite construir piñones con menor número de dientes que con los otros. Por otra parte, los dientes resultan más resistentes y, por ende, de mayor duración.

DIENTES DE PERFIL CICLOIDAL

Se denomina cicloide la curva descrita por un punto de una circunferencia (llamada generatriz) que rueda sobre otra (llamada directriz).

Cuando la circunferencia generatriz rueda sobre el exterior de la directriz, la curva descrita por uno cualquiera de sus puntos recibe en este caso el nombre de epicicloide. Si, por el contrario, rueda en el interior de la circunferencia directriz, la curva que describen sus puntos recibe el nombre de hipocicloide.

Vea usted una representación gráfica de lo dicho.

Estas dos curvas —la epicicloide y la hipocicloide— se utilizan para construir los perfiles de los dientes según este método.

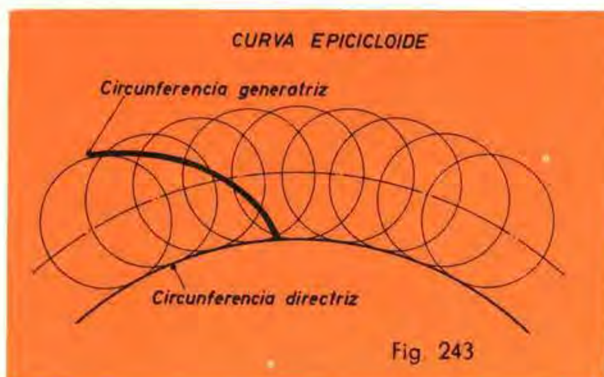


Fig. 243

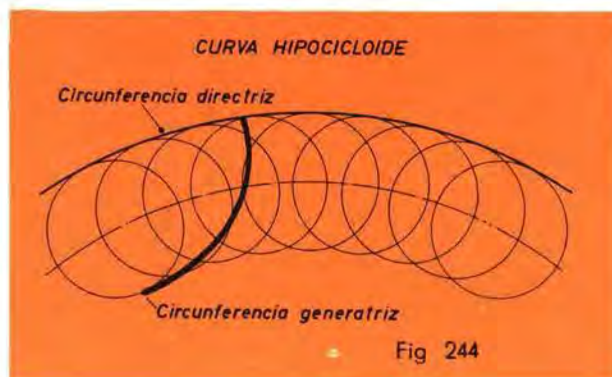


Fig 244

Veamos ahora cómo se procede a la construcción de estos perfiles:

Sobre una lámina de dibujo trazamos la recta que une los centros de las dos ruedas que constituyen el engranaje.

Trazamos también las dos circunferencias primitivas, que, como es natural, serán tangentes en un punto de la recta (que llamaremos O).

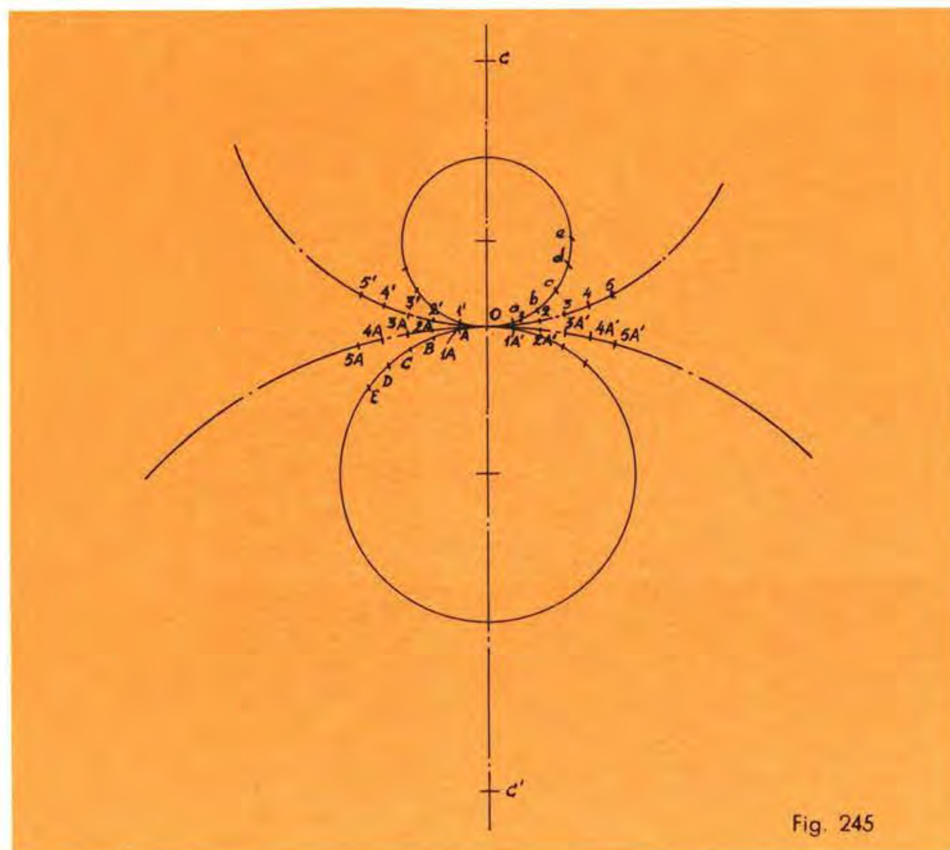


Fig. 245

A continuación dibujaremos las dos circunferencias generatrices, cuyos diámetros respectivos *deben ser* 1/3 de los diámetros de las circunferencias primitivas (las cuales hacen el papel de circunferencias directrices), también tangentes al punto O.

En trazo muy fino y exacto, marcaremos distancias iguales sobre las cuatro circunferencias, a partir del citado punto O.

Los puntos a, b, c, d, e, sobre la circunferencia generatriz del piñón, a la derecha del punto O.

Los puntos 1, 2, 3, 4, 5, del mismo lado, sobre la circunferencia primitiva (directriz) menor.

Los puntos 1', 2', 3', 4', 5', al lado izquierdo de la misma circunferencia.

Los puntos 1A', 2A', 3A', 4A', 5A', sobre la parte derecha de la circunferencia primitiva mayor.

Los puntos 1A, 2A, 3A, 4A, 5A, sobre la parte izquierda de la circunferencia primitiva mayor, y...

Los puntos A, B, C, D, E, sobre la parte izquierda de la circunferencia generatriz mayor.

Una vez marcados todos estos puntos, podemos proceder al trazado del perfil, operando del siguiente modo:

PERFIL DE LA CABEZA MAYOR (addéndum = a_2). Es la epicicloide engendrada por la circunferencia generatriz menor, al rodar sobre la circunferencia primitiva (directriz) mayor.

Trazamos un pequeño arco a partir del punto O, tomando como centro el punto 1A′ (sobre la circunferencia primitiva mayor) y como radio la distancia O — a.

A continuación, y con centro en 2A′ y radio = O — b, trazamos un segundo arco, hasta tocar con el primero.

Luego, con centro en 3A′ y radio O — c, un tercer arco, hasta tocar al segundo.

Procederemos del mismo modo tomando como centros 4A′ y 5A′, con radios respectivos O — d y O — e.

La curva envolvente de todos estos arcos constituirá el perfil de la cabeza del diente de la rueda.

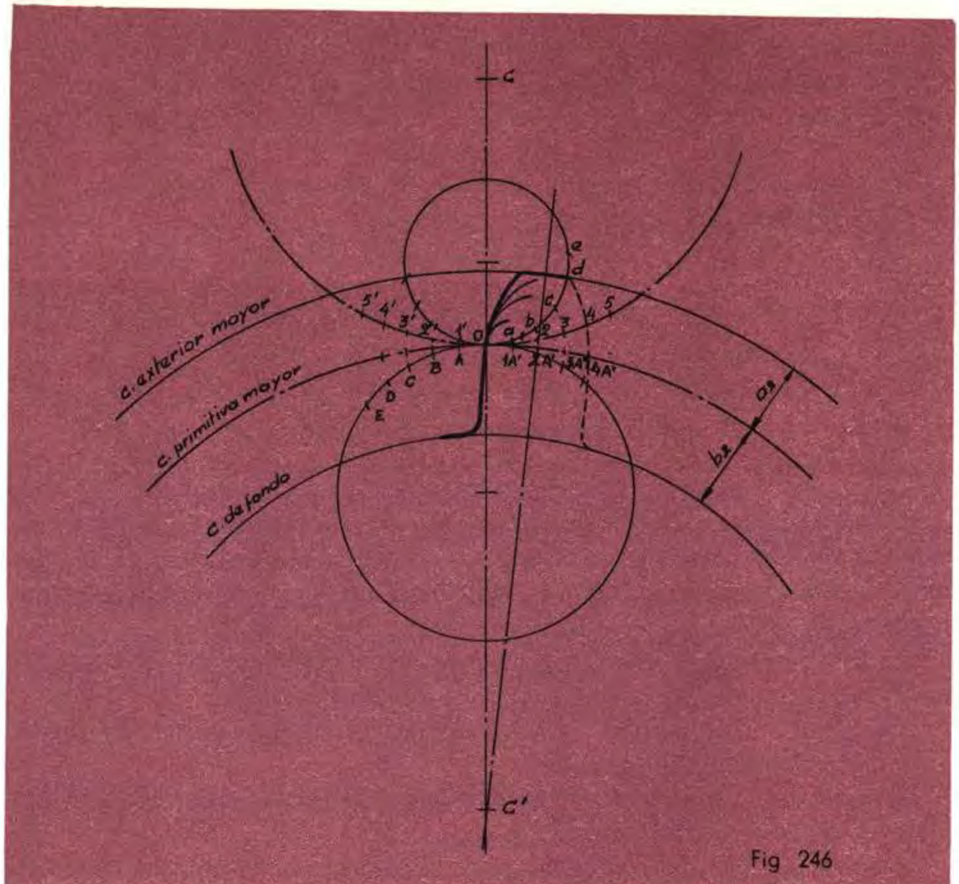


Fig 246

PERFIL DEL PIE DEL DIENTE DE LA RUEDA MAYOR (deddéndum = b_2). Es la hipocicloide engendrada por la circunferencia generatríz mayor al rodar en el interior de la circunferencia primitiva (directriz) mayor.

Para ello trazamos los arcos, asimismo a partir del punto O, tomando como centros los puntos 1A, 2A, 3A, 4A, 5A, y respectivamente con los radios O — A, O — B, O — C, O — D, O — E.

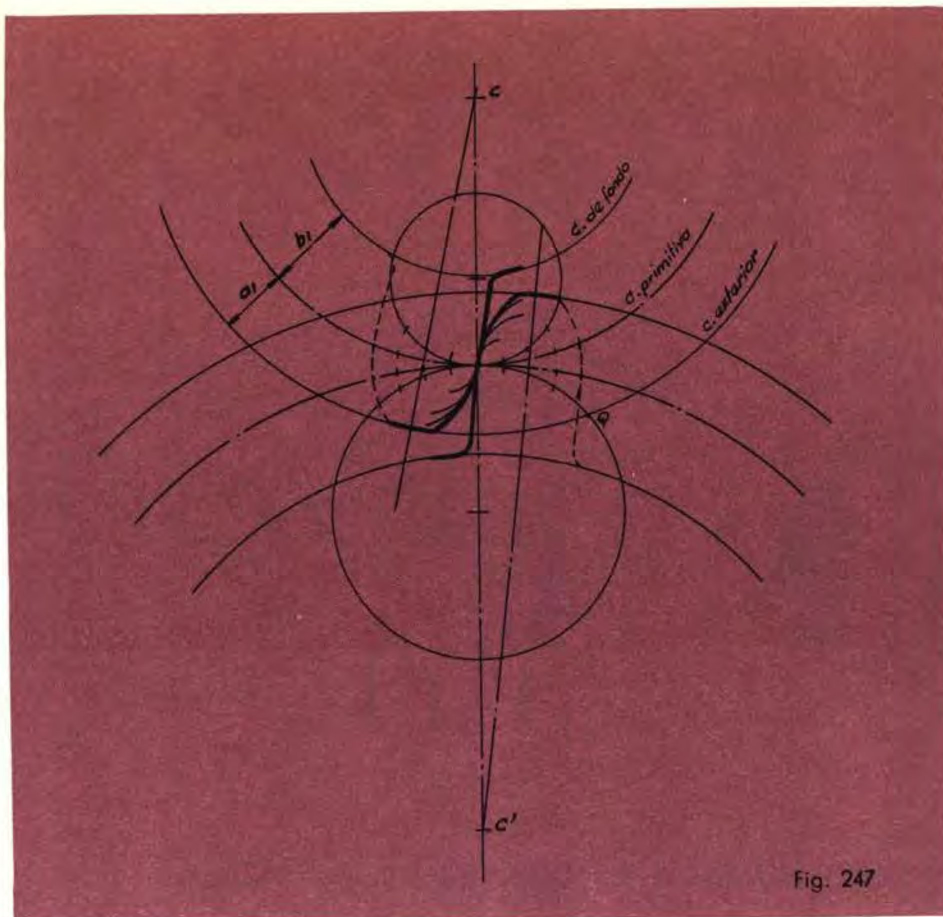


Fig. 247

Perfil de la cabeza del diente del piñón (addéndum = a_1). Es la epicicloide engendrada por la circunferencia generatriz mayor, al rodar sobre la circunferencia primitiva (directriz) menor.

Se sigue la misma tónica. Los centros de arco son los puntos 1′, 2′, 3′, 4′, 5′, con radios O — A, O — B, O — C, O — D, O — E, respectivamente.

Perfil del pie del diente del piñón (deddéndum = b_1). Es la hipocicloide engendrada por la circunferencia generatriz menor al rodar en el interior de la circunferencia primitiva (directriz) menor.

Para trazar este perfil, hacemos centro en los puntos 1, 2, 3, 4, 5, tomando como radios O — a, O — b, O — c, O — d, O — e, respectivamente.

Ahora, para obtener los dos perfiles de cada diente, señalaremos sobre las circunferencias primitivas los espesores de los mismos, por cuyos puntos medios trazaremos, en línea de puntos, unos ejes de simetría (en la dirección de los centros de las ruedas dentadas), dibujando, simétricos, los respectivos perfiles.

Como final, tracemos las circunferencias de cabeza (exterior) y de pie (de fondo) de acuerdo con las medidas, que suponemos halladas, y tenemos construidos los dientes respectivos de la rueda y el piñón.

La línea P — O — Q es, geométricamente, la línea de engrane, que, como se ve, está formada por dos arcos de circunferencia (las generatrices), en contraposición de la línea recta.

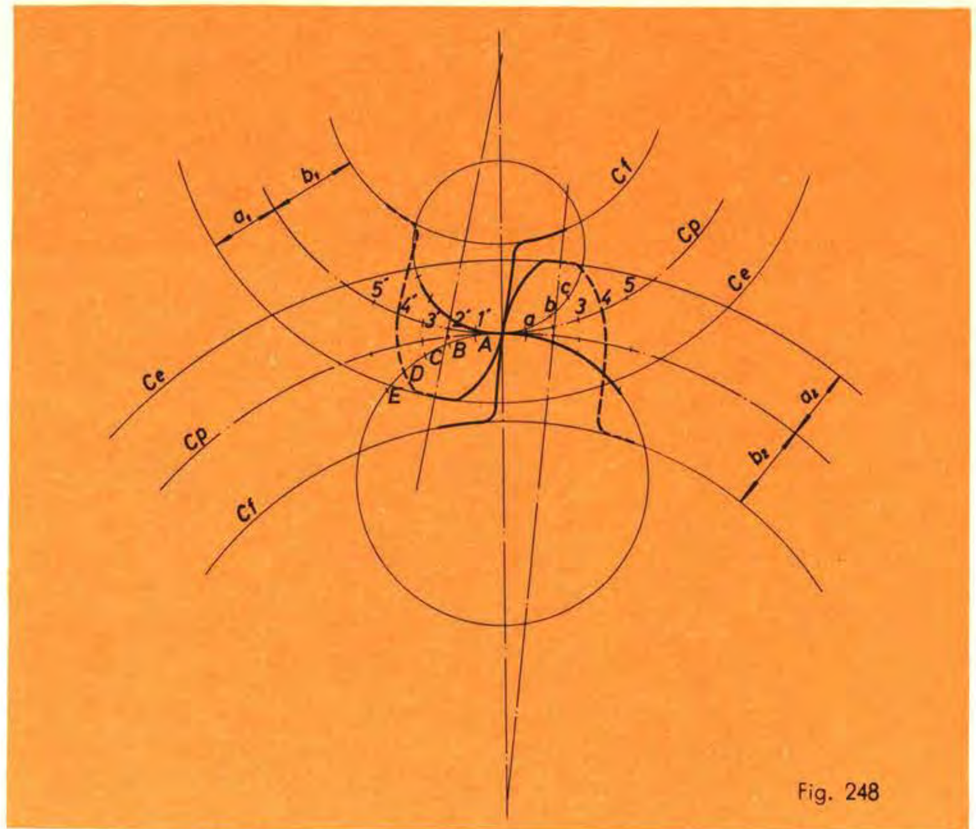


Fig. 248

MINIMO NUMERO DE DIENTES DE UN PIÑON

Terminamos esta lección haciendo mención del mínimo número de dientes que la rueda menor, o piñón, de un engranaje debe tener.

Este mínimo está en función de la relación de transmisión así como del ángulo de presión y del sistema de engrane —de dientes exteriores o interiores.

TABLA DEL MINIMO DE DIENTES EN RUEDAS DENTADAS (PIÑONES)

Relación de transmisión $r = \frac{z_1}{z_2}$	ENGRANAJES DE DIENTES EXTERNOS Angulos de presión			ENGRANAJES DE DIENTES INTERNOS Angulos de presión		
	20°	15°	14° 30′	20°	15°	14° 30′
1	13	21	23	32	59	63
0'9	13	22	23	30	54	57
0'8	13	23	24	28	49	53
0'7	14	23	25	26	46	49
0'6	14	24	26	24	43	45
0'5	15	25	26	23	40	42
0'4	15	26	27	21	37	40
0'3	16	27	28	20	35	38
0'2	16	28	30	19	33	36
0'1	17	29	31	18	32	34
0'1	18	30	32	—	—	—

DM 30

DG 30



Proyectar es fácil

15



AFHA

MECANICA

Lección 15

ELEMENTOS DE MAQUINAS

Engranajes helicoidales

Visinfines

Cremalleras

Descripción y cálculo

Lección 13

PRACTICAS DE DIBUJO

Dibujo de Visinfin-rueda helicoidal

ELEMENTOS de MAQUINAS 15

ENGRANAJES HELICOIDALES A EJES PARALELOS Y A EJES CRUZADOS VISINFINES Y CREMALLERAS

RUEDAS DENTADAS DE DIENTES HELICOIDALES - GENERALIDADES

Estas ruedas pertenecen, como usted sabe, al tipo general de ruedas cilíndricas. Se diferencian de las anteriormente estudiadas en la forma de sus dientes.

Como su mismo nombre indica (heli-coidal), sus dientes tienen forma de hélice. Pueden considerarse formados según un plano inclinado que se arrolla en un cilindro, a semejanza de un tornillo; pero con la diferencia básica de tener generalmente tantas entradas como dientes tenga la rueda.

La inclinación de los dientes, siempre constante, puede ser a la izquierda o a la derecha. Se emplea una rueda de cada modelo cuando se trata de transmitir el movimiento entre dos ejes o árboles paralelos.

Se utilizan en esta disposición las ruedas helicoidales cuando se necesitan engranajes de delicada y precisa transmisión, ya que proporcionan deslizamiento suave y silencioso, a más de ser capaces de transmitir grandes esfuerzos y velocidades.

También se utilizan, y con gran profusión, en la transmisión entre ejes o árboles que se cruzan. En este caso se emplean ruedas cuyos dientes tienen su inclinación en el mismo sentido.

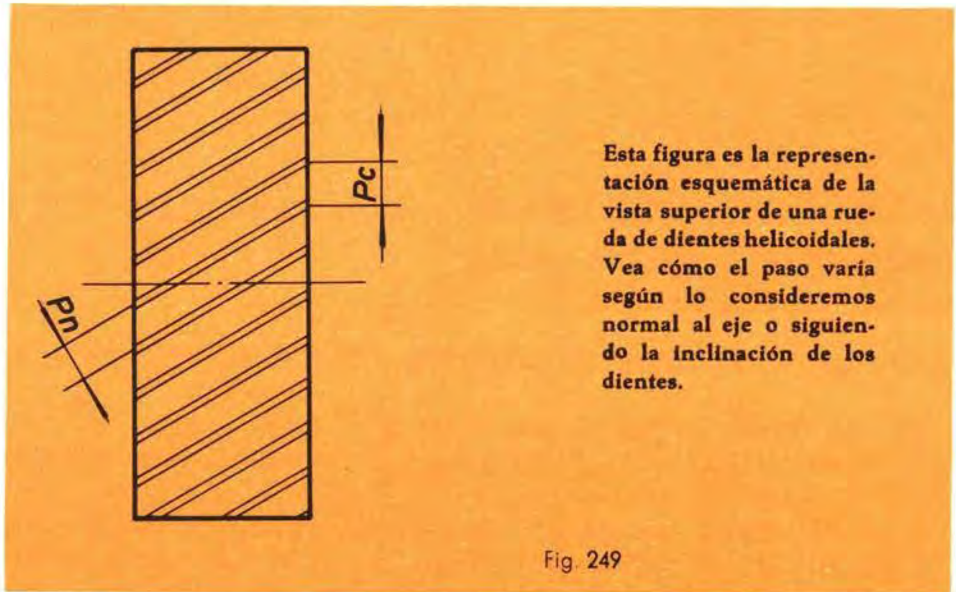
Sin embargo, en oposición a su empleo en ejes paralelos, en la disposición de árboles cruzados sólo se utilizan cuando los esfuerzos que deban realizar son ligeros o relativamente pequeños, pues el movimiento se ejecuta por resbalamiento y ocasiona fuertes roces y presiones axiales, que es preciso amortiguar por medio de engrase constante.

PASO CIRCUNFERENCIAL Y PASO NORMAL

Vamos ahora a estudiar sus particularidades generales, comunes a todos ellos:

En las ruedas helicoidales el paso —esto es, la distancia de centro a centro de dos dientes consecutivos o, lo que es lo mismo, la suma del espesor de un diente mas un vano o hueco— puede tomarse de dos formas distintas, cuyos dos resultados también son distintos.

Fíjese en la figura 249. En ella puede usted discriminar la inclinación de los dientes respecto a la corona y al árbol. Igualmente, y por simple observación, puede ver que las medidas, tomadas normalmente al eje (como en las ruedas de dientes rectos) o siguiendo la orientación de los dientes, son distintas.



Esta figura es la representación esquemática de la vista superior de una rueda de dientes helicoidales. Vea cómo el paso varía según lo consideremos normal al eje o siguiendo la inclinación de los dientes.

Fig. 249

Llamaremos paso circunferencial al que se toma normal al eje; lo designaremos por el símbolo p_c.

Llamaremos paso normal al que se toma siguiendo la dirección de los dientes; lo designaremos por el símbolo p, o mejor p_n.

Observemos ahora la figura 250. En ella están representados los dientes de dos ruedas, ambas con el mismo paso normal p_n; pero aquéllos tienen distinta inclinación. Nos damos cuenta inmediata de que el paso circunferencial p_c es mayor en la rueda de dientes más inclinados, lo que nos lleva a la conclusión de que el paso circunferencial será tanto mayor cuanto mayor sea la inclinación; es decir, que está

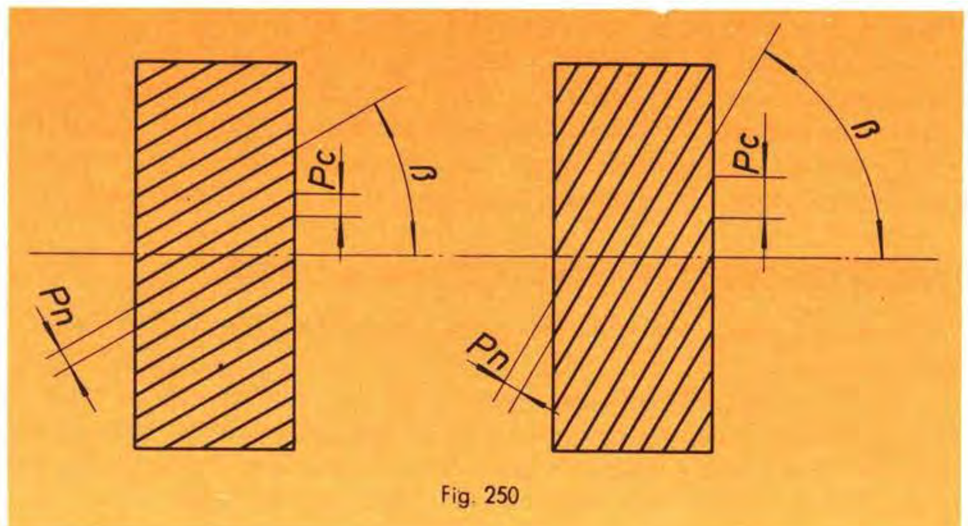


Fig. 250

en función del ángulo que forma con el árbol, ángulo que se designa con la letra griega β (beta). Entre ambos pasos se establece la siguiente relación:

$$p_n = p_c \cdot \cos \beta$$

Usted se preguntará seguramente: ¿por qué coseno β?

Observe el detalle de los pasos de la figura 251. En el triángulo rectángulo que se forma, p_n es un cateto y p_c la hipotenusa. ¿Conforme?

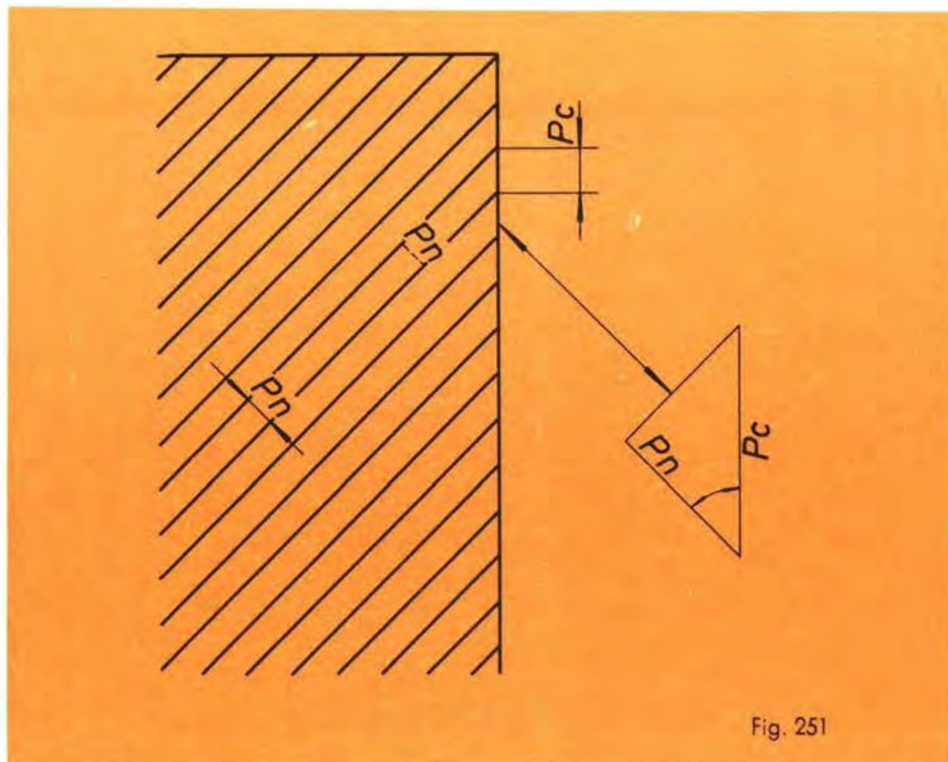


Fig. 251

Ahora, por si no lo tiene usted bien presente, le remitimos a los conocimientos que le dábamos sobre Trigonometría en la lección 11.

En la página 414, párrafo segundo, decíamos:

«Coseno. — Llamamos coseno del ángulo C al resultado de dividir la longitud del cateto que forma dicho ángulo (lado AC) por la hipotenusa.»

En nuestro caso, al ángulo C lo llamamos ángulo β.

La longitud del cateto que forma dicho ángulo es la longitud p_n.

Y la longitud de la hipotenusa, es la longitud de p_c.

Es decir, que el cos β es la relación que existe entre p_n y p_c.

EJEMPLO

Un ejemplo terminará de aclarar el concepto.

Supongamos dos ruedas helicoidales, ambas con $p_n = 6'28$; pero los dientes de la primera tienen una inclinación de 20° 20′, y los de la segunda de 25° 10′. Es decir, que, de acuerdo a lo que hemos visto grá-

ficamente, el paso circunferencial de la segunda ha de ser mayor que el de la primera.

De la fórmula: $p_n = p_c \cdot \cos \beta$
despejaremos p_c

que nos dará: $p_c = \dfrac{p_n}{\cos \beta}$

Y para poder operar, busquemos los valores de ambos ángulos. En la tabla de la página 418 de la lección 11 encontramos:

$$\cos 20^\circ\ 20 = 0'938;\ \text{y}\ \cos 25^\circ\ 10' = 0'905$$

Entonces:

Primera rueda: $p_c = \dfrac{p_n}{\cos \beta} = \dfrac{6'28}{0'938} = 6'69$ mm

Segunda rueda: $p_c = \dfrac{p_n}{\cos \beta} = \dfrac{6'28}{0'905} = 6'93$ mm

Suponemos que sus posibles dudas se habrán disipado. Sigamos, pues, adelante.

MODULOS

Del mismo modo existen dos módulos, puesto que, según vimos en la lección anterior, una de las fórmulas del módulo rezaba:

$$m = \frac{p}{\pi}$$

Por consiguiente, en las ruedas helicoidales, tendremos:

Módulo circunferencial $= m_c = \dfrac{p_c}{\pi}$

y módulo normal $= m_n = \dfrac{p_n}{\pi}$

Para simplificación en la construcción de los engranajes, se procura que el módulo normal corresponda, en medida, a los módulos normalizados de las ruedas de dientes rectos, cuya tabla figura en la antedicha lección anterior.

RELACION DE MODULOS

Por el mismo razonamiento que seguimos al relacionar los pasos circunferencial y normal, podemos seguir con los módulos, estableciendo:

$$m_n = m_c \cdot \cos \beta$$

PASO HELICOIDAL

Hemos dicho que los dientes de una rueda helicoidal pueden considerarse formados como la rosca de un tornillo; es decir, por un plano inclinado que se arrolla en un cilindro, con la diferencia de que generalmente posee tantas entradas como dientes tenga.

Por esta razón, el paso de rosca de un diente helicoidal recibe el nombre de paso helicoidal. Su valor viene dado por la distancia en línea recta de su desarrollo, como indica la figura 252.

Al arrollar el plano inclinado A sobre el cilindro C, se obtiene el sentido y dirección de la rosca.

Para ello, supongamos que sobre el cilindro que figura en el gráfico se da una vuelta completa de rosca.





Al enrollar el plano A sobre el cilindro C se obtiene el sentido y dirección de la rosca.

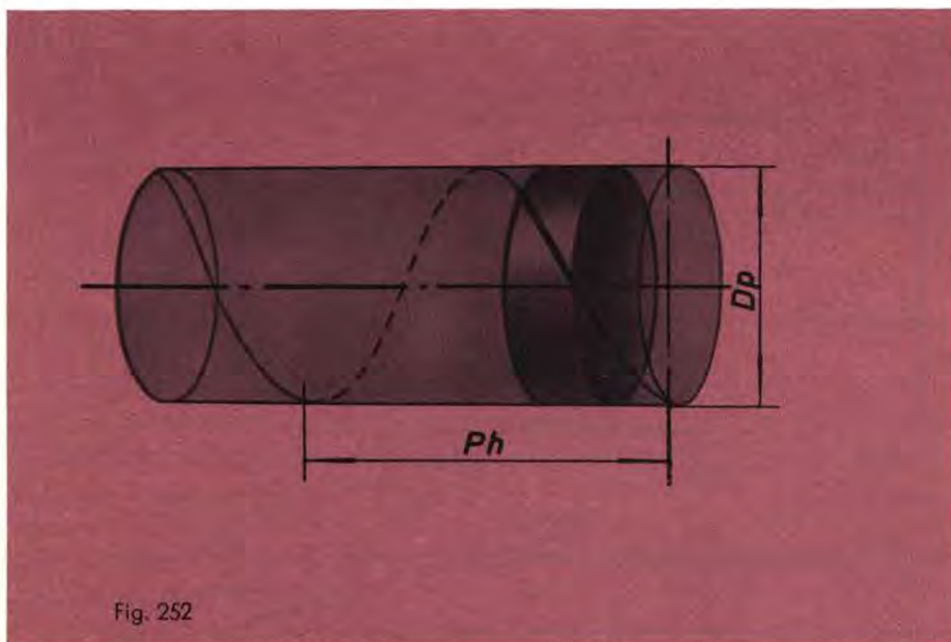


Fig. 252

La distancia P_h en línea recta de esta vuelta completa es el paso de la rosca, o el paso helicoidal.

Ahora bien, las ruedas helicoidales suelen tener un grosor (longitud de diente) mucho más estrecho que la del cilindro que hemos dibujado, abarcando sólo una porción del desarrollo de una vuelta (como indica la parte oscura del cilindro).



Esta sería la parte de envolvente que indicaría la dirección de un diente.

Por tanto la rueda adoptará esta forma, provista de una sola entrada de diente.

Es preciso, pues, disponer sobre su superficie de tantas entradas como haga falta a fin de obtener una rueda de engrane; número de entradas que suele coincidir con el de dientes.

El paso helicoidal lo hallaremos mediante la relación:

$$\pi \cdot D_p = p_h \cdot \operatorname{tg} \beta$$

De donde: $p_h = \dfrac{\pi \cdot D_p}{\operatorname{tg} \beta}$



Tantas entradas como dientes.

Después de lo que hemos dicho respecto al cos β, suponemos que le será ya más fácil comprender de dónde sale ahora la tangente.

Vea la figura 253, en donde se representa el desarrollo total; esto es, el paso helicoidal y el cilindro que constituye la rueda.

La distancia p_h es el paso helicoidal (fiel reflejo del p_h de la figura 252).

La distancia πD_p es la circunferencia desarrollada del cilindro, o sea el D_p (tal como indica la figura antedicha) multiplicado por el valor de π.

El ángulo β señala la inclinación del diente, cuyo plano de desarrollo constituye la hipotenusa del triángulo formado.

Y como sea que respecto al ángulo β los valores que pueden variar son precisamente πD_p y p_h, encontramos que son los dos catetos del citado triángulo.

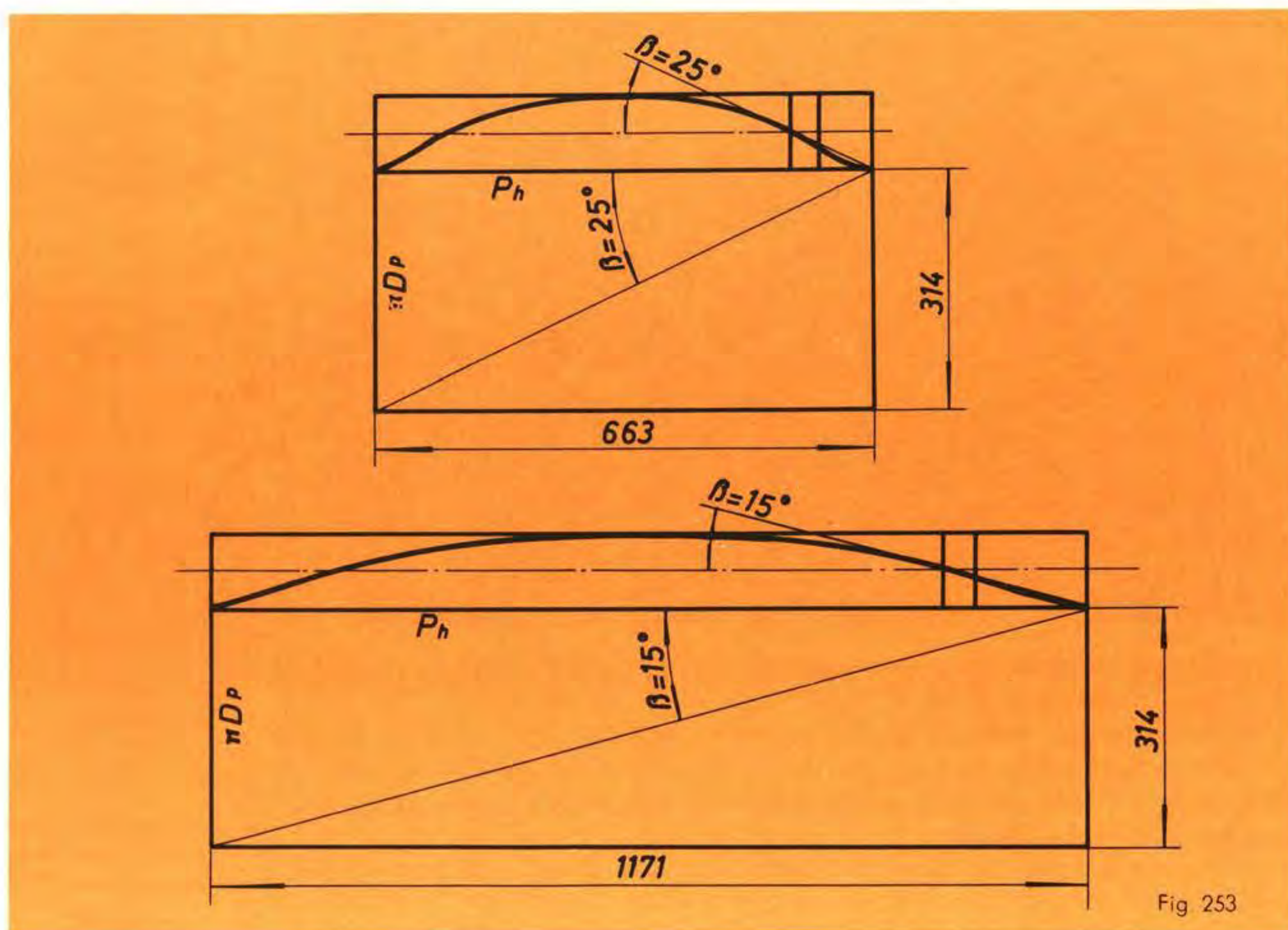


Fig. 253

¿Cuál es la función trigonométrica que relaciona los dos catetos?

Indudablemente la tangente, cuya definición, según puede ver en la ya citada lección 11, página 414, dice:

«Tangente. — Se llama tangente del ángulo C al resultado de dividir el cateto *opuesto* (lado AB) por el otro cateto (lado AC).»

En nuestro caso, el «cateto opuesto» es πD_p; y el otro cateto, no puede ser más que p_h.

Vea ahora la figura 253 *a*) y *b*), cuyos desarrollos son el resultado del ejemplo que le ponemos a continuación:

Se trata de dos ruedas helicoidales, cuyos diámetros primitivos son iguales; por ejemplo 100 mm. Es decir, que sus circunferencias serán:

$$2 \pi r = \pi D_p = 314 \text{ mm}$$

La primera rueda (fig. 253 *a*) tiene sus dientes con una inclinación de: ángulo $\beta = 15^\circ$.

En la segunda (fig. 253 *b*) la inclinación es de: ángulo $B' = 25^\circ 20$.

¿Cuáles son sus respectivos pasos helicoidales?

Según las tablas insertas en la lección 11, la tg 15° = 0'268; y la tg 25° 20' = 0'473.

Por tanto, llamando P_{h1} al paso helicoidal de la primera rueda y p_{h2} al de la segunda, tendremos:

$$p_{h1} = \frac{\pi \cdot D_p}{tg\, \beta} = \frac{314}{0'268} = 1171 \text{ mm}$$

$$p_{h2} = \frac{\pi \cdot D_p}{tg\, \beta'} = \frac{314}{0'473} = 663 \text{ mm}$$

Cuyas proporciones, gráficamente, son las que figuran en los dibujos que comentamos.

Hemos puesto este ejemplo, así como el anterior, con toda intención, en razón del valor pedagógico que encierran, pues, aparte del bagaje de conocimientos que adquiere en materia de tan trascendente importancia como son los engranajes, contribuimos a familiarizarle en casos eminentemente prácticos con el manejo de las funciones trigonométricas, las cuales, como usted puede colegir, son imprescindibles para la resolución de multitud de problemas.

DETERMINACION DE LA FORMA DE LOS DIENTES

En las ruedas helicoidales los dientes suelen tener la misma forma que en las de dientes rectos; obedecen, por tanto, a los mismos principios.

Sin embargo, no corresponden exactamente a la que tendrían las de dientes rectos del mismo número y módulo.

Dado que las herramientas empleadas para el fresado o tallado de los dientes son las mismas, para saber cuál de ellas hemos de utilizar en correspondencia, emplearemos la fórmula:

$$z = \frac{z_h}{\cos \beta}$$

En la que z representa el número de dientes rectos y z_h el de dientes helicoidales.

EJEMPLO. ¿Cuántos dientes debe tener una rueda de engrane de dientes rectos, para que la forma de éstos sea la misma que los de una rueda helicoidal de 40, cuyo ángulo de inclinación sea $\beta = 30°$?

$$z = \frac{z_h}{\cos\beta} = \frac{40}{0'866} = 46 \text{ dientes.} \quad (0'866 \text{ es el } \cos 30°).$$

ENGRANAJE HELICOIDAL DE EJES PARALELOS

A continuación insertamos una tabla con los símbolos y fórmulas de interdependencia de las ruedas helicoidales que constituyen un engranaje de árboles paralelos, las cuales, para engranar, deben tener los dientes inclinados, una hacia la izquierda y otra hacia la derecha.

SIMBOLOS Y FORMULAS PARA RUEDAS HELICOIDALES DE EJES PARALELOS

m_c = módulo circunferencial	$m_c = \frac{D_p}{z}$; $m_c = \frac{m_n}{\cos\beta}$; $m_c = \frac{p_c}{\pi}$
m_n = módulo normal	$m_n = m_c \cdot \cos\beta$; $m_n = \frac{p_n}{\pi}$
p_c = paso circunferencial ...	$p_c = m_c \cdot \pi$; $p_c = \frac{p_n}{\cos\beta}$; $p_c = \frac{\pi \cdot D_p}{z}$
p_n = paso normal	$p_n = m_n \cdot \pi$; $p_n = p_c \cdot \cos\beta$
p_h = paso helicoidal	$p_h = \frac{\pi \cdot D_p}{tg\,\beta}$; $p_h = \frac{\pi m_c \cdot z}{tg\beta}$ $p_h = \frac{p_c \cdot z}{tg\,\beta}$
z = número de dientes ...	$z = \frac{D_p}{m_c}$
D_p = diámetro primitivo ...	$D_p = m_c \cdot z$; $D_p = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta}$; $D_p = \frac{p_c \cdot z}{\pi}$
D_e = diámetro exterior ...	$D_e = D_p + 2m_n$; $D_e = m\,(\frac{z}{\cos\beta} + 2)$
D_f = diámetro de fondo ...	$D_f = D_p - 2b$; $D_f = m_n\,(\frac{z}{\cos\beta} - 2'5)$
D_b = diámetro base	$D_b = D_p \cdot \cos$ ángulo de presión
a = Addéndum...	$a = m_n$

SIMBOLOS Y FORMULAS PARA RUEDAS HELICOIDALES EJES PARALELOS

h = altura diente	$h = 2'25\ m_n$
b = deddéndum	$b = 1'25\ m_n$
i = juego de fondo	$i = 0'25\ m_n$
e = espesor circular	$e = \frac{\pi \cdot m_c}{2}$
θ_n = ángulo de presión medido en sección normal	$\theta_n = 15^\circ$ a 20°
θ_c = ángulo de presión medido en sección circunferencial	$\theta_c = \frac{\theta_n}{\cos \beta}$
β = ángulo de inclinación helicoidal	$\beta = 8^\circ$ a 30°
C = distancia centros ejes ...	$C = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$; $C = \frac{z_1 + z_2}{2} m_c$ $C = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$
r = relación de transmisión...	$r = \frac{z_1}{z_2}$; $r = \frac{D_{p1}}{D_{p2}}$
l = longitud diente	$l = 5\ m_n$ a $16\ m_n$

Para el número de revoluciones se da la misma proporción que en los engranajes rectos, esto es: los números de revoluciones de dos ruedas helicoidales que constituyen un engranaje son inversamente proporcionales a sus respectivos números de dientes:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

Las fórmulas que determinan la relación entre dos ruedas helicoidales que constituyen un engranaje de árboles paralelos son las siguientes:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \ ; \qquad \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}}$$

$$z_1 = \frac{D_{p2} \cdot n_2}{n_1 \cdot m_c} \ ; \quad z_2 = \frac{D_{p1} \cdot n_1}{n_2 \cdot m_c} \ ; \quad n_1 = \frac{D_{p2} \cdot n_2}{z_1 \cdot m_c} \ ; \quad n_2 = \frac{D_{p1} \cdot n_1}{z_2 \cdot m_c}$$

NUMERO MINIMO DE DIENTES

En los engranajes helicoidales no existe mínimo de dientes, pues por su disposición en hélice es posible un buen engrane cualquiera que sea su número.

No obstante, es aconsejable considerar un mínimo de dientes, el cual varía de acuerdo con el ángulo β.

En la figura 254 verá un diagrama del mínimo número de dientes en función al susodicho ángulo β y al ángulo de presión (14° 30′ — 15°, o al de 20° según las últimas normas).

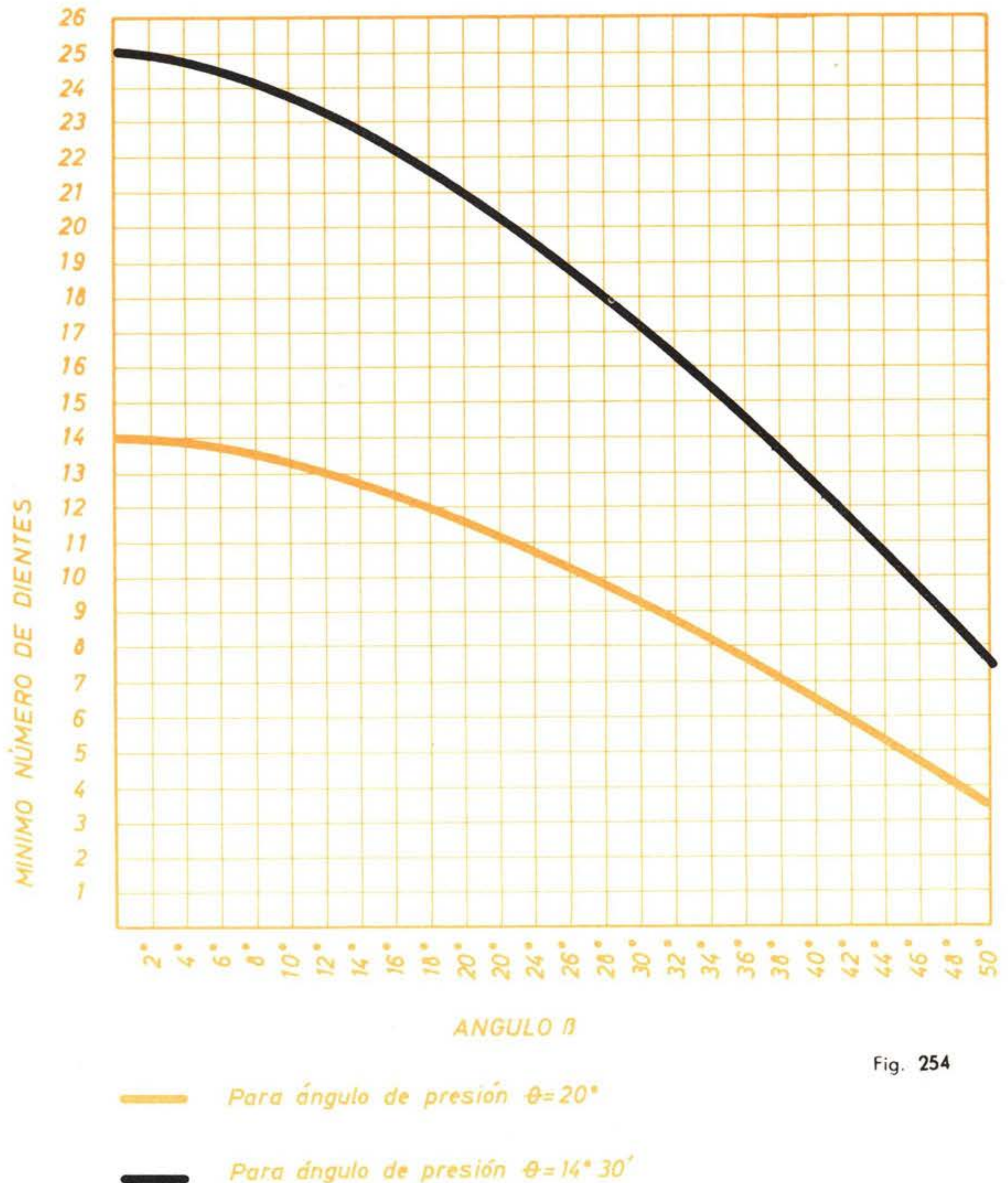


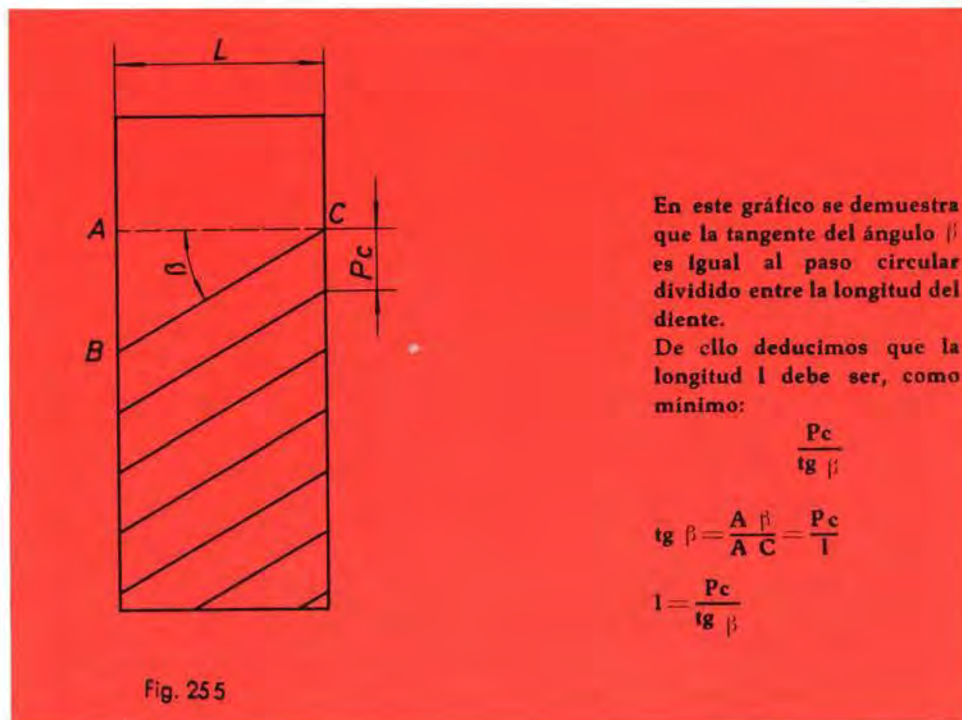
Fig. 254

Hemos visto en la tabla que la longitud del diente debe estar comprendida entre 5 m_n y 16 m_n. Existe, no obstante, un mínimo de longitud en función del ángulo β.

En la figura 255 queda gráficamente calculado este mínimo, puesto que

la $\operatorname{tg} \beta = \dfrac{p_c}{l}$; en donde p_c es el cateto opuesto, y l el propio.

Por tanto: $l = \dfrac{p_c}{\operatorname{tg} \beta}$



En este gráfico se demuestra que la tangente del ángulo β es igual al paso circular dividido entre la longitud del diente.
De ello deducimos que la longitud l debe ser, como mínimo:

$$\frac{Pc}{\operatorname{tg} \beta}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{A\,B}{A\,C} = \frac{Pc}{l}$$

$$l = \frac{Pc}{\operatorname{tg} \beta}$$

Fig. 255

ENGRANAJE HELICOIDAL A EJES CRUZADOS

En la disposición de ejes cruzados, la tónica general es que los ejes se crucen en ángulo recto. Cualquier otra incidencia es caso especial y precisa de cálculos más complicados, además de no ser frecuente.

Normalmente, pues, los ejes o árboles en disposición cruzada lo hacen a escuadra, de modo que se cumple la siguiente relación:

$$\beta_1 + \beta_2 = 90°;$$

en la que β_1 representa el ángulo de inclinación de los dientes de una de las ruedas y β_2 el de la otra.

Si las ruedas son de diámetro distinto, β_1 será el ángulo del piñón y β_2 el de la rueda.

Si las dos ruedas son del mismo diámetro, suele designarse con el subíndice $_1$ la rueda motriz, y con el $_2$ la conducida.

RELACION DE TRANSMISION

En los engranajes de dientes rectos, e incluso en los engranajes helicoidales de ejes paralelos, la relación de transmisión podría hallarse, independientemente, por el número de dientes, por el número de revoluciones, por la relación de diámetros o por la velocidad angular.

En la disposición de ejes cruzados no ocurre lo mismo, pues las dos ruedas pueden incluso tener diámetros iguales y ser distinta la relación de transmisión. La causa es *la distinta inclinación de los dientes.*

Si los dientes tienen la misma inclinación, es decir, que se cumple la ecuación

$$\beta_1 + \beta_2 = 45^\circ + 45^\circ = 90^\circ$$

la relación de transmisión sigue las indicaciones que hemos visto para las otras disposiciones o tipos.

Pero es usual que la inclinación de los dientes sea distinta, sea porque nos veamos obligados a ello, sea por propia conveniencia.

Es muy frecuente, por ejemplo, adoptar dos ruedas de diámetros iguales y buscar una relación de rotación distinta, echando mano de la oportunidad que brinda una distinta inclinación de dientes.

Dado que esta inclinación viene determinada por la tg β, las fórmulas que dan los correspondientes ángulos de inclinación son:

$$\text{tg}\,\beta_2 = \frac{n_2 \cdot D_{p2}}{n_1 \cdot D_{p1}}\ ; \quad \text{tg}\,\beta_1 = \frac{n_1 \cdot D_{p1}}{n_2 \cdot D_{p2}}$$

o bien:

$$\text{tg}\,\beta_1 = \frac{z_2 \cdot D_{p1}}{z_1 \cdot D_{p2}}\ ; \quad \text{tg}\,\beta_2 = \frac{z_1 \cdot D_{p2}}{z_2 \cdot D_{p1}}$$

En dichas fórmulas también intervienen los diámetros respectivos de ambas ruedas. Si éstos son iguales, podemos escribir:

$$\text{tg}\,\beta_1 = \frac{z_2}{z_1}\ ; \quad \text{y} \quad \text{tg}\,\beta_2 = \frac{z_1}{z_2}$$

POR EJEMPLO

Tenemos dos ruedas helicoidales (naturalmente del mismo módulo) que se cortan en ángulo recto. El número de dientes es $z_2 = 40$; $z_1 = 25$; $D_{p1} = D_{p2}$
Tendremos:

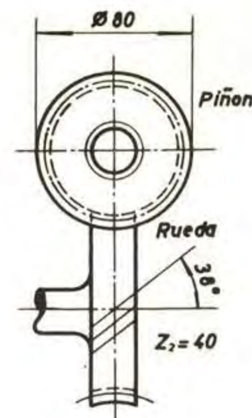
$$\text{tg}\,\beta_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{25} = 1'6\ ; \quad \text{tg}\,\beta_2 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{25}{40} = 0'625$$

Según las tablas:

$$\beta_1 = 58^\circ;\ \beta_2 = 32^\circ$$

y, por tanto,

$$\beta_1 + \beta_2 = 58^\circ + 32^\circ = 90^\circ$$



OTRO EJEMPLO

Supongamos ahora otras dos ruedas helicoidales, cuyos números de dientes sean también $z_2 = 40$ y $z_1 = 25$, pero cuyos diámetros sean: $D_{p2} = 100$ mm; y $D_{p1} = 80$ mm.

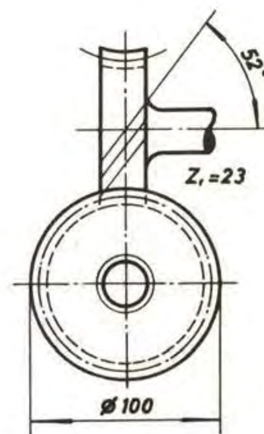
Tendremos: $\operatorname{tg} \beta_1 = \dfrac{z_2 \cdot D_{p1}}{z_1 \cdot D_{p2}} = \dfrac{40 \times 80}{25 \times 100} = 1'280;$

Según las tablas trigonométricas, le corresponde un ángulo $B_1 = 52^\circ$

$$\text{y} \ \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{z_1 \cdot D_{p2}}{z_2 \cdot D_{p1}} = \frac{25 \times 100}{40 \times 80} = 0'781$$

Este número — 0'781 o, mejor dicho, tg 0'781 — corresponde a un ángulo $\beta_2 = 38$, con lo que también se verifica $\beta_1 + \beta_2 = 52^\circ + 38^\circ = 90^\circ$.

Incluimos una tabla de símbolos y fórmulas de engranajes helicoidales de ejes cruzados, que, como usted ya sabe, llevan las dos ruedas los dientes en la misma dirección.



Observe que $\beta_1 + \beta_2 = 90$; de donde $\beta_1 = 90 - \beta_2 = 90 - 38 = 52^\circ$

SIMBOLOS Y FORMULAS PARA ENGRANAJES HELICOIDALES A EJES CRUZADOS

Descripción	Rueda motriz	Rueda conducida
Módulo cincunferencial … …	$m_{c1} = \dfrac{p_{c1}}{\pi} = \dfrac{m_n}{\cos \beta_1}$	$m_{c2} = \dfrac{p_{c2}}{\pi} = \dfrac{m_n}{\cos \beta_2}$
Módulo normal … … … … …	$m_n = \dfrac{p_n}{\pi} = \dfrac{D_{p1}}{z_1} \cos \beta_1 = m_{c1} \cdot \cos \beta_1$	$m_n = \dfrac{p_n}{\pi} = \dfrac{Dp_2}{z_2} \cos \beta_2 = m_{c2} \cdot \cos \beta_2$
Paso circunferencial … … .	$p_{c1} = \dfrac{p_n}{\cos \beta_1} = \pi \cdot m_{c1}$	$p_{c2} = \dfrac{p_n}{\cos \beta_2} = \pi \cdot m_{c2}$
Paso normal … … … … …	$p_n = \pi \cdot m_n = p_{c1} \cos \beta_1$	$p_n = \pi \cdot m_n = p_{c2} \cos \beta_2$
Número de dientes… … … …	$z_1 = z_{2r} = z_2 \dfrac{n_2}{n_1} = \dfrac{D_{p1}}{m_{c1}}$	$z_2 = \dfrac{z_1}{r} = z_1 \dfrac{n_1}{n_2} = \dfrac{D_{p2}}{m_{c2}}$

SIMBOLOS Y FORMULAS PARA ENGRANAJES HELICOIDALES A EJES CRUZADOS

Descripción	Rueda motriz	Rueda conducida
Diámetro primitivo	$D_{p1} = m_{c1} \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta_1}$	$D_{p2} = m_{c2} \cdot z_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta_2}$
Diámetro exterior	$D_{e1} = D_{p1} + 2a = D_{p1} + 2m_n$	$D_{e2} = D_{p2} + 2a = D_{p2} + 2m_n$
Diámetro de fondo...	$D_{f1} = D_{p1} - 2b = D_{p1} - 2'5m_n$	$D_{f2} = D_{p2} - 2b = D_{p2} - 2'5m_n$
Espesor circular del diente ...	$e_1 = \frac{\pi \cdot m_{c1}}{2}$	$e_2 = \frac{\pi \cdot m_{c2}}{2}$
Addéndum	$a = m_n$	
Deddéndum	$b = 1'25m_n$	
Altura del diente	$h = 2'25m_n$	
Juego del fondo	$i = 0'25m_n$	
Longitud del diente...	$l = 6m_n$ a $16m_n$ (mejor $10m_n$)	
Angulo de presión	$\theta = 14^\circ\ 30'$ a 15° 20° = últimas normas	
Angulo entre los ejes	$\gamma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ (normalmente)	
Distancia entre centros	$C = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$	
Relación de transmisión	$r = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{D_{p1}\cos\beta_1}{D_{p2}\cos\beta_2}$	

Como se trata de un juego de ruedas helicoidales, cuyos diámetros primitivos son iguales, y sus ejes se cruzan en escuadra (90°), la relación de transmisión es:

$$r = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \operatorname{tg} \beta_2$$

$$y \quad \frac{1}{r} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \beta_1$$

En el cuadro que sigue consignamos los ángulos β_1 y β_2 con distintas relaciones.

CUADRO DE VALORES PARA LOS ANGULOS β_1, β_2 EN RUEDAS HELICOIDALES A EJES CRUZADOS CON IGUALES DIAMETROS PRIMITIVOS

Relación de transmisión $\frac{1}{r} = tg\ \beta_1$	Relación de transmisión $r = tg\ \beta_2$	Rueda conductora	Rueda conducida
1	1	45°	45°
1'5	0'666	56° 20'	33° 40'
2	0'500	63° 25'	26° 35'
2'5	0'400	68° 13'	21° 47'
3	0'333	71° 35'	18° 25'
3'5	0'285	74° 5'	15° 55'
4	0'250	75° 58'	14° 2'
4'5	0'222	77° 30'	12° 30'
5	0'200	78° 40'	11° 20'
5'5	0'181	79° 45'	10° 15'
6	0'166	80° 35'	9° 25'

EJEMPLO PRACTICO

CALCULO DE UN ENGRANAJE A RUEDAS HELICOIDALES

Es el momento de familiarizarnos un poco con tanta fórmula e interdependencia. Veamos, pues, un ejemplo (figura 256):

Se trata de un engranaje helicoidal de ejes cruzados (ángulo de 90°). Número de dientes, $z_1 = 20$; $z_2 = 30$. Los diámetros son iguales, y la relación de transmisión es: $r = 0'666$; por tanto $1/r = 1'5$.

Los valores de los ángulos son: $\beta_1 = 56^\circ\ 20'$; $\beta_2 = 33^\circ\ 40'$.

El módulo normal: $m_n = 3$.

Comenzaremos por buscar los módulos circunferenciales que corresponden a las respectivas inclinaciones de los dientes; y aplicaremos la única fórmula cuyos factores conocemos (véase la tabla):

$$m_{c1} = \frac{m_n}{\cos\ \beta_1} = \frac{3}{\cos\ 56^\circ\ 20'} = \frac{3}{0'554} = 5'415\ \text{mm}$$

$$m_{c2} = \frac{m_n}{\cos\ \beta_2} = \frac{3}{\cos\ 33^\circ\ 40'} = \frac{3}{0'832} = 3'605\ \text{mm}$$

Paso normal. — Nos sirve la primera de las fórmulas:

$p_n = \pi \cdot m_n = 3'14 \times 3 = 9'42$ mm (que, como es lógico, es el mismo para las dos ruedas).

Paso circunferencial:

$$p_{c1} = \pi \cdot m_{c1} = 3'14 \times 5'415 = 17'00 \text{ mm}$$
$$p_{c2} = \pi \cdot m_{c2} = 3'14 \times 3'605 = 11'32 \text{ mm}$$

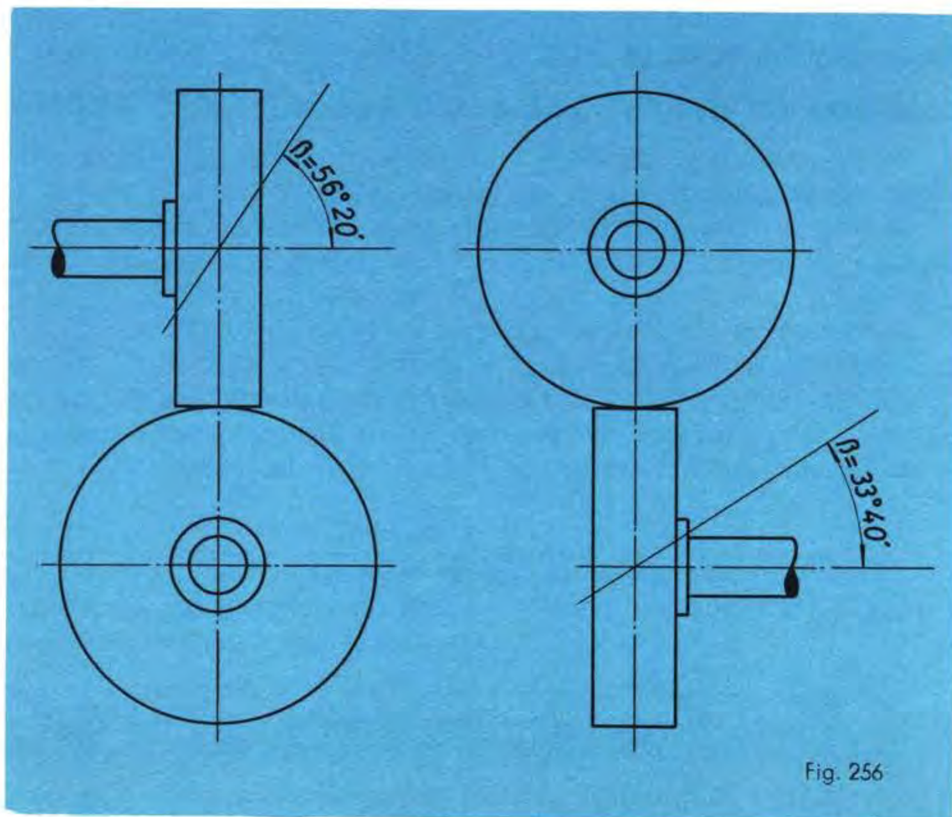
Diámetro primitivo. Podemos emplear cualquiera de las dos fórmulas consignadas en la tabla. Vamos a emplear las dos para comprobar resultados:

$$D_{p1} = m_{c1}\ z_1 = 5'415 \times 20 = 108'3 \text{ mm; o bien...}$$

$$D_{p1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta_1} = \frac{3 \times 20}{\cos 56^\circ 20'} = \frac{60}{0'554} = 108'3 \text{ mm (exacto).}$$

$$D_{p2} = m_{c2}\ z_2 = 3'605 \times 30 = 108'15 \text{ mm (que prácticamente es igual).}$$

Es decir, que el diámetro primitivo de la primera rueda (la conductora) ha dado el mismo resultado con el empleo de dos fórmulas distintas; por otra parte, el diámetro primitivo de la rueda conducida, empleando a su vez su propia fórmula, ha dado prácticamente también el mismo resultado. Así debe ser, puesto que en el enunciado del problema hemos dicho que se trata de dos ruedas con el mismo diámetro primitivo.



Esquema del engranaje que estamos calculando. Vea la disposición de las ruedas.

Sigamos adelante:

Diámetro exterior. Puesto que los diámetros primitivos son los mismos, basta que empleemos cualquiera de la fórmulas para ambas:

$$D_{e1} = D_{e2} = D_p + 2m_n = 108'3 + 6 = 114'3 \text{ mm}$$

Diámetro de fondo. Por las mismas causas anteriores, nos basta con una fórmula.

$$D_{f1} = D_{f2} = D_p - 2'5m_n = 108'3 - 7'5 = 100'8 \text{ mm}$$

Addéndum: $a = m_n = 3$ mm

Deddéndum: $b = 1'25m_n = 3'75$ mm

Altura del diente: $h = 2'25m_n = 6'75$ mm

Juego de fondo: $i = 0'25m_n = 0'75$ mm

Espesor circular: $e_1 = \dfrac{\pi \cdot m_{c1}}{2} = \dfrac{3'14 \times 5'415}{2} = 8'50$ mm

$$e_2 = \frac{\pi \cdot m_{c2}}{2} = \frac{3'14 \times 3'605}{2} = 5'66 \text{ mm}$$

Longitud de los dientes: $l = 10m_n = 10 \times 3 = 30$ mm

Angulo de presión: $\theta = 20^\circ$. Este dato tiene mucha utilidad para proceder al trazado del perfil del diente; aunque aquí no vamos a tomarlo en consideración, pues fue estudiado en la lección anterior.

Creemos que no nos dejamos nada. Ahora, con todos los datos a la vista, podemos proceder al dibujo correspondiente. Vea la figura 257.

ENGRANAJE HELICOIDAL POR SISTEMA DE VISINFIN

Este sistema de visinfín-rueda cilíndrica de dientes helicoidales puede considerarse como un caso particular de engranaje de este tipo.

La rueda suele ser una rueda helicoidal normal, o con ciertas modificaciones, a fin de mejorar el rendimiento del conjunto.

El visinfín, o tornillo sinfín, constituye la pieza característica de este sistema.

Puede considerarse como un tornillo con una o varias entradas, cuyo dentado se acomoda a las condiciones de trabajo.



Visinfín de una entrada

Los ejes de la rueda y el tornillo sinfín se cruzan normalmente en ángulo recto, de forma tal que el visinfín se comporta como una dentadura de longitud infinita.

El conjunto funciona como un reductor de velocidad de gran relación transmisora.



Visinfín de dos entradas

De acuerdo con las modificaciones que pueden introducirse en el visinfín o en la rueda, podemos distinguir tres combinaciones distintas:

a) Engranaje compuesto de tornillo sinfín cilíndrico y rueda cilíndrica helicoidal. (Figura 258.)

Rueda motriz	Rueda conducida
$z_1 = 20$	$z_2 = 30$
$\beta_1 = 56°20'$	$\beta_2 = 33°40'$
$m_{c_1} = 5'415$	$m_{c_2} = 3'605$
$m_n = 3$	$m_n = 3$
$P_{c_1} = 17$	$P_{c_2} = 11'32$
$P_n = 9'42$	$P_n = 9'42$
$D_{p_1} = 108'3$	$D_{p_2} = 108'3$
$D_{e_1} = 114'3$	$D_{e_2} = 114'3$
$D_{f_1} = 100'8$	$D_{f_2} = 100'8$
$a = 3$	$a = 3$
$b = 3'75$	$b = 3'75$
$h = 6'75$	$h = 6'75$
$i = 0'75$	$i = 0'75$
$e_1 = 8'50$	$e_2 = 5'66$
$l = 30$	$l = 30$

Fig. 257

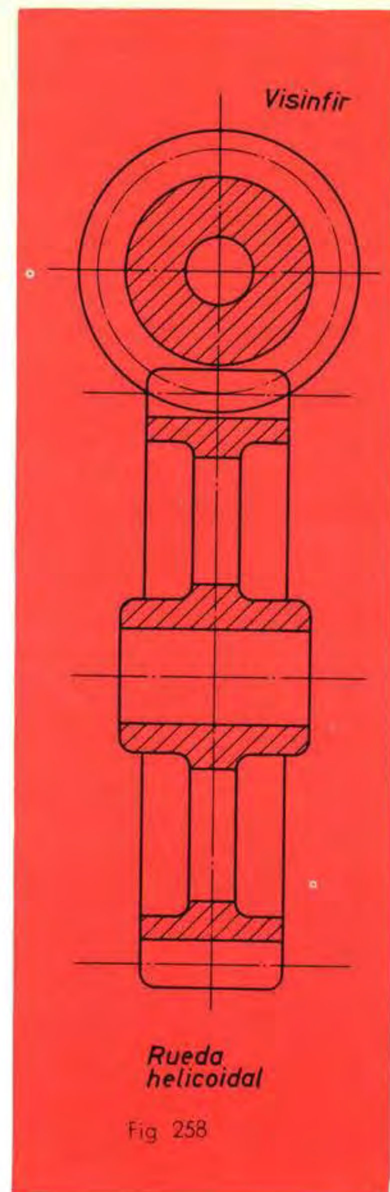


Fig. 258

En esta combinación, la superficie de contacto entre los dientes de la rueda y el visinfín es relativamente corta, por lo que sólo es recomendable en los casos en que se haya de transmitir pequeños esfuerzos.

b) Engranaje compuesto de visinfín cilíndrico y rueda helicoidal de dientes cóncavos.

En esta combinación, denominada de engranaje globoide, la superficie de contacto es mucho mayor que en la combinación anterior, y también más uniforme, con lo que es posible transmitir esfuerzos de mucha mayor consideración.

La curva o concavidad de los dientes de la rueda tiene por centro el centro del eje del visinfín, con lo que ambas curvas (la circunferencial de éste y la cóncava de aquélla) se corresponden.

En la figura 259 *a*), *b*), *c*) y *d*) está representada la forma en que se realiza el engrane y las cuatro secciones de corona cuyas formas son más usuales.

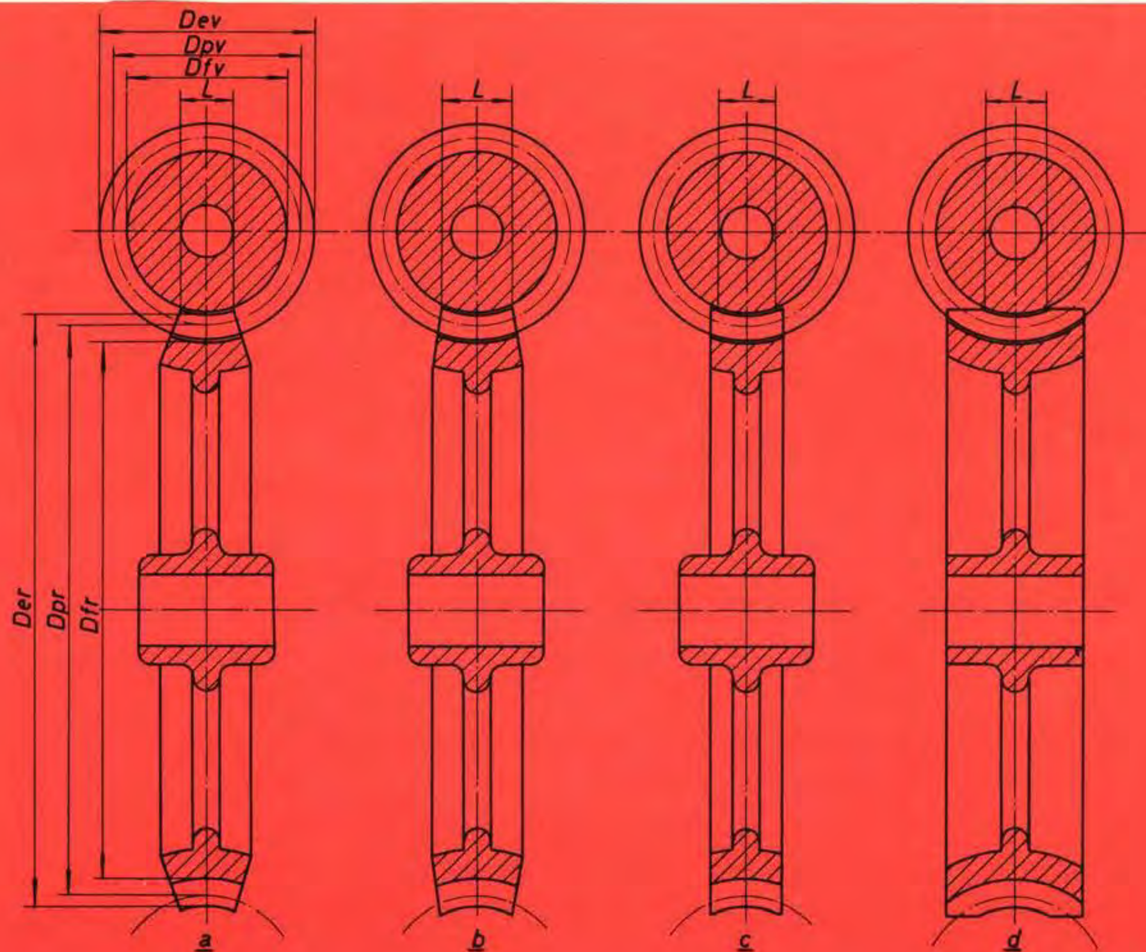


Fig. 259

La primera es la más frecuente. Sin embargo, las otras dan un rendimiento superior.

La distancia L, que determina la longitud de contacto entre dientes, viene regulada por la fórmula:

$$L = 2m_{cr}\sqrt{\frac{D_{pv}}{m_{cr}} + 1}$$

a fin de que este contacto sea el más eficiente.

En la fórmula, m_{cr} es el módulo circunferencial de la rueda, y D_{pv} el diámetro primitivo del visinfín.

Dadas las características especiales del sistema visinfín-rueda helicoidal, en la formulación se sustituyen los acostumbrados subíndices $_1$ y $_2$ por r = rueda y v = visinfín, también como subíndices.

c) Engranaje de visinfín hiperbólico y rueda cilíndrica helicoidal.

En esta combinación, el contacto entre dientes es también grande; pero en lugar de buscar este mayor contacto normalmente al eje del visinfín, se hace normalmente al eje de la rueda, lo que da lugar a una modificación importante del visinfín, cuya construcción es mucho más

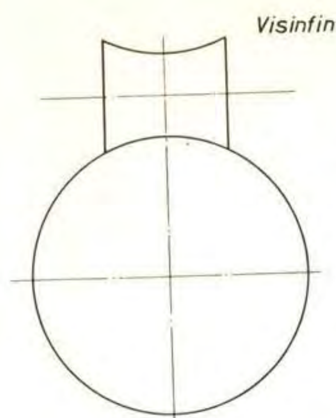


Fig. 260

costosa que en los casos precedentes razón por la que su uso es muy limitado.

En la figura 260 puede ver un esquema de esta modalidad.

El perfil del diente del visinfín puede adoptar la misma construcción que ya hemos visto en los otros engranajes. El más empleado es el de evolvente de círculo.

La forma que adquiere es trapecial. Su dirección puede ser a derecha o a izquierda.

Las proporciones del filete del diente varían según sea el ángulo de presión. Según las últimas normas, se adopta el ángulo de 20°; pero, al igual que en los otros engranajes, todavía muchas herramientas responden a las características antiguas, cuyos ángulos de presión son, como usted sabe, de 14° 30′ y 15°.

En la figura 261 está representado el hilo de rosca para un visinfín, cuyas proporciones son:

	Para ángulo de presión = 20°	Para ángulos de presión de 14° 30′ y 15°
Angulo de los flancos...	40°	30°
Altura del diente	$2'25m_n$	$2'167m_n$
Espesor diente / Anchura vano	$\frac{\pi \cdot m_n}{2}$	$\frac{\pi \cdot m_n}{2}$
Anchura exterior vano	$2'30m_n$	$2'11m_n$
Anchura fondo vano	$0'66m_n$	$0'95m_n$
Paso normal	$\pi \cdot m_n$	$\pi \cdot m_n$

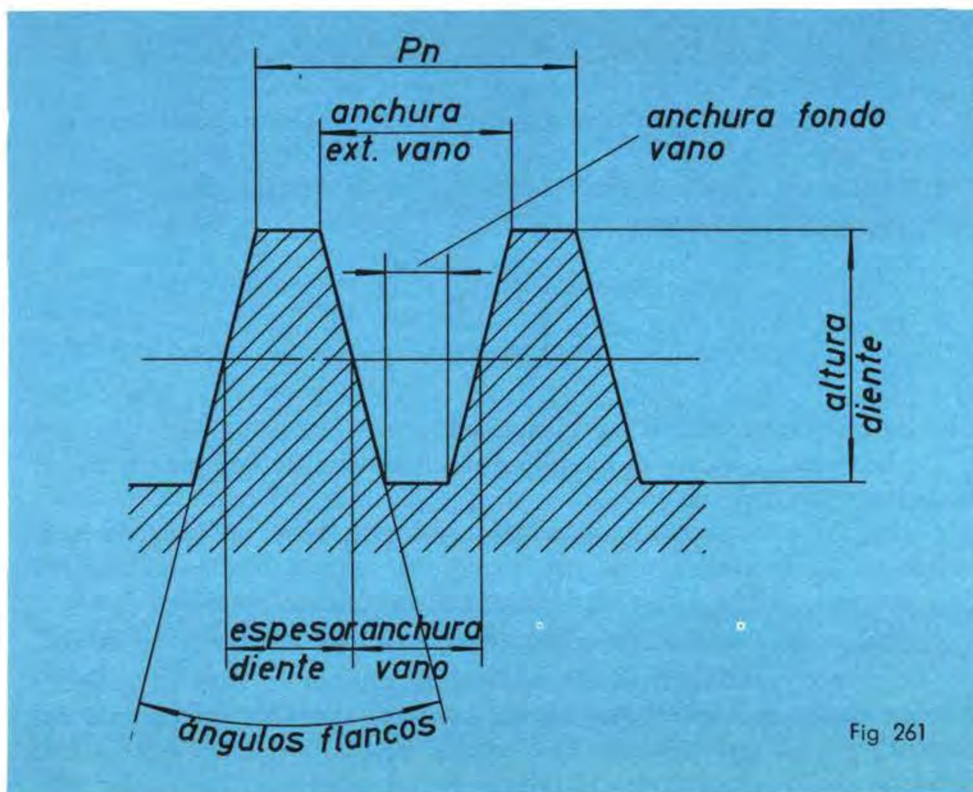


Fig 261

En la figura 262 está representado el engrane del visinfín con la rueda. En ella verá unas anotaciones relativas a los pasos.

Así, el paso circunferencial de la rueda (símbolo: p_{cr}) es lo que usted conoce; es decir, la distancia entre dos centros consecutivos de dientes, tomada normal al eje. Sin embargo, en el tornillo sinfín, por su particularidad especial, esa misma distancia recibe el nombre de paso axial del visinfín (símbolo: p_{av}).

En cambio, el paso circunferencial del visinfín (p_{cv}), que es igual al paso axial de la rueda (p_{ar}), corresponde a una medida muy distinta, como puede usted ver por la simple comparación de las ruedas:

$$p_{cr} = p_{av} = \frac{p_n}{\cos \beta} \qquad p_{ar} = p_{cv} = \frac{p_n}{\operatorname{sen} \beta}$$

Para nuestra formulación y resolución de problemas prescindiremos de esta última medida, pues prácticamente no se necesita.

Por tanto, sabiendo que el paso que corresponde al circunferencial de la rueda es el llamado axial del visinfín, tenemos allanado el camino.

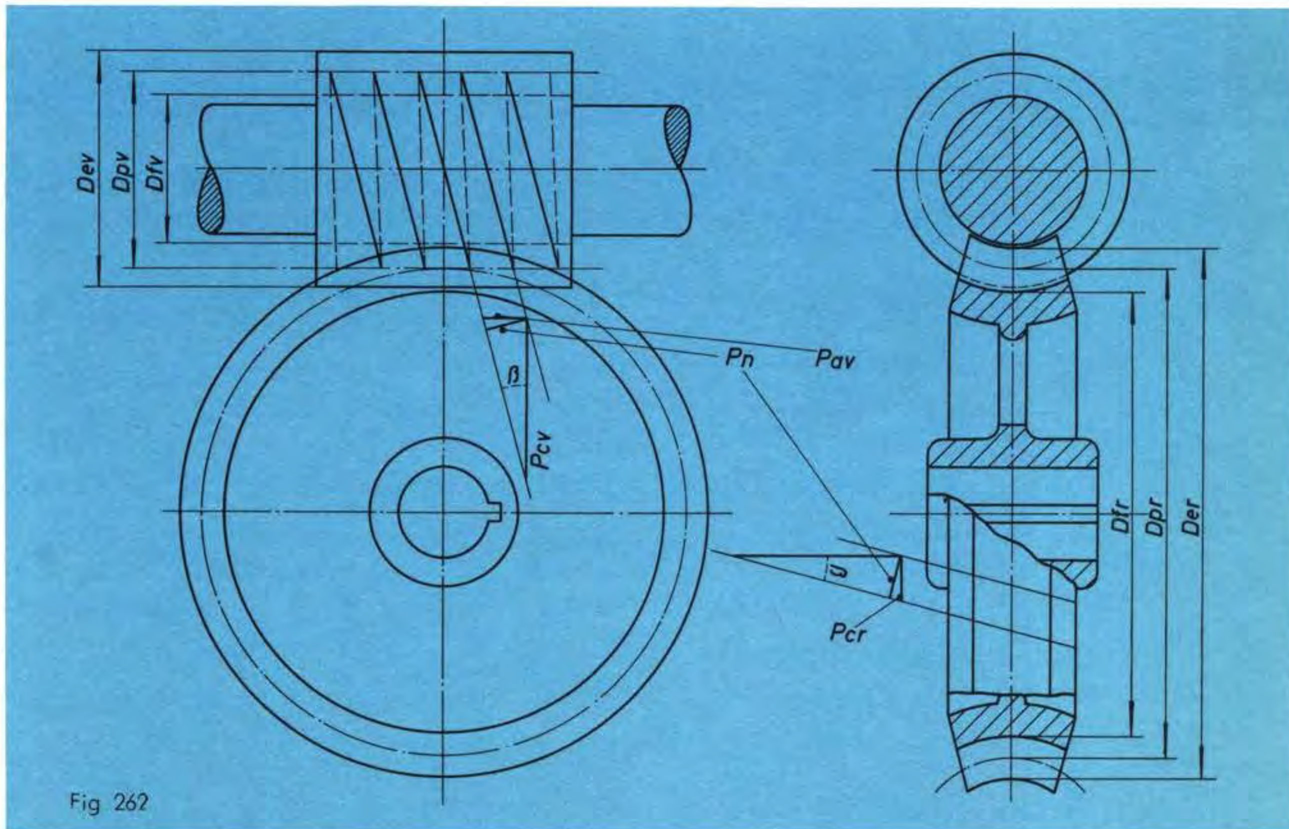


Fig 262

Relaciones a considerar en este engranaje

$$\operatorname{sen} \beta = \frac{P_n}{P_{cv}} \; ; \; P_{cv} = \frac{P_n}{\operatorname{sen} B} \qquad \cos \beta = \frac{P_n}{P_{av}} \; ; \; P_{av} = \frac{P_n}{\cos B}$$

$$P_{cv} = P_{ar} \qquad P_{av} = P_{cr}$$

Por las mismas razones, los módulos también deben amoldarse a esta modalidad. Así, para la rueda existirá el módulo circunferencial (m_{cr}); y para el visinfín, el módulo axial (m_{av}).

Sentado esto, estudie una tabla de símbolos y fórmulas de interdependencia, correspondiente al sistema que tratamos:

SIMBOLOS Y FORMULAS DEL SISTEMA VISINFIN - RUEDA HELICOIDAL

Módulo: circunf. rueda $= m_{ar}$; axial visinfín $= m_{av}$	$= \frac{p_{av}}{\pi} = \frac{p_{cr}}{\pi} = \frac{D_{pr}}{z} = \frac{m_n}{\cos \beta}$	
Módulo normal ... ... m_n	$= \frac{p_n}{\pi} = m_{av} \cos \beta = m_{cr} \cos \beta$	
Paso: axial visinfín... ... ... p_{av}; circunf. rueda ... ... p_{cr}	$= \frac{p_n}{\cos \beta} = \pi\, m_{av} = \pi\, m_{cr}$	
Paso normal ... ... p_n	$= \pi \cdot m_n = p_{av} \cos \beta = p_{cr} \cos \beta$	
Número de dientes	sólo la rueda: $z = \frac{D_{pr}}{m_{cr}}$	
Número de entradas o principios	— sólo el visinfín: $zi = \frac{D_{pv} \cdot \operatorname{sen} \beta}{m_n}$	
Altura diente	$h = 2'25 m_n$ para $\beta > 15°$ $= 2'25 m_{cr}$ para $\beta < 15°$	
Addéndum	$a = m_n$; para $\beta > 15°$ $= m_{av} = m_{cr}$; para $\beta < 15°$	
Deddéndum	$b = 1'25 m_n$ para $\beta > 15°$ $= 1'25 m_{cr}$ para $\beta < 15°$	
Juego de fondo del diente... ...	$i = \mathbf{0'25 m_n}$	
Espesor del diente	$e = \frac{\pi \cdot m_n}{2}$	
Espesor axial: visinfín . ...; circular rueda	$e_{av} = e_{cr} = \frac{\pi\, m_{av}}{2} = \frac{\pi\, m_{cr}}{2}$	
	VISINFÍN	**RUEDA**
Diámetro primitivo...	$D_{pv} = D_{fv} + 2b$ $= \frac{m_n \cdot zi}{\operatorname{sen} \beta}$ $= m_{av}\,(3 + 4\sqrt{zi})$ $= m_{av}\, zi \operatorname{ctg} \beta$	$D_{pr} = z \cdot m_{cr}$ $= \frac{z \cdot m_n}{\cos \beta}$ $= D_{fr} + 2b$
Diámetro externo	$D_{ev} = D_{pv} + 2a$ $= D_{pv} + 2m_{av}$ (para $\beta < 15°$) $= D_{pv} + 2m_n$; ($\beta > 15°$)	$D_{er} = D_{pr} + 2a$ $= D_{pr} + 2m_{cr}$; ($\beta < 15°$) $= D_{pr} + 2m_n$ ($\beta > 15°$)

SIMBOLOS Y FORMULAS DEL SISTEMA VISINFIN - RUEDA HELICOIDAL

Diámetro interno o de fondo ...	$D_{fv} = D_{pv} - 2b$ $= D_{pv} - 2'5m_{av}$ (para $\beta < 15^\circ$) $= D_{pv} - 2'5m_n$ (para $\beta > 15^\circ$)	$D_{fr} = D_{pr} - 2b$ $= D_{pr} - 2'5m_{cr}$ (para $\beta < 15^\circ$) $= D_{pr} - 2'5m_n$ (para $\beta > 15^\circ$)
Anchura rueda	$L_r = 6$ a $8m_{cr}$ $= 2'38p_{av} + 6'35$ (para $zi = 1$ ó 2) $= 2'15p_{av} + 5$ (para $zi = 3$ ó 4)	
Largo visinfín	$L_v = 2\, m_{cr} (1 + \sqrt{z})$	
Inclinación dientes	$\text{ang}\,\beta = \text{tg}\,\beta = \dfrac{zi \cdot p_{av}}{\pi \cdot D_{pv}}$ $\text{tg}\,\beta = \dfrac{zi \cdot m_{av}}{D_{pv}}$	$\cos\beta = \dfrac{m_n}{m_{cr}}$
Distancia entre centros	$C \cdot \dfrac{D_{pr} + D_{pv}}{2} = \dfrac{m_n}{2}\left(\dfrac{zi}{\text{sen}\,\beta} + \dfrac{z}{\cos\beta}\right)$	
Relación de transmisión	$r = \dfrac{zi}{z} = \dfrac{D_{pv}}{D_{pr}}$ $\quad \text{tg}\,\beta = \dfrac{n_r}{n_v}$	
Radio de la curva externa del diente de la rueda		$R_e = C - \dfrac{D_{er}}{2}$
Idem interno		$R_f = C - \dfrac{D_{fr}}{2}$

CALCULO DE UN SISTEMA VISINFIN-RUEDA HELICOIDAL

Tenga a la vista la tabla de símbolos y fórmulas que hemos incluido, y prepárese a salir airoso de un problema:

Tenemos únicamente los siguientes datos:

Número de entradas o principios del visinfín: $zi = 4$.

Número de dientes de la rueda helicoidal: $z = 52$.

Módulo axial del visinfín $= m_{av} = 11$.

¿Se atreve? Estudiemos las fórmulas de la tabla. ¿Hay alguna que pueda darnos luz?

Podemos conocer el paso axial del visinfín, y por tanto el circunferencial de la rueda; pero esto de poco nos sirve, pues para obtener los otros datos que relacionan las dimensiones del diente tropezamos con un escollo: hemos de elegir para qué ángulo β, puesto que las fórmulas condicionan si es más o menos de 15°.

No nos parece muy factible empezar por ahí. ¿Nos declaramos incapaces con tan pocos datos, o seguimos buscando?

Si es usted perspicaz, encontrará una fórmula que nos va estupendamente. Es la tercera que determina el diámetro primitivo. ¿La ve? Dice:

$$D_{pv} = m_{av} (3 + 4\sqrt{zi})$$

Tenemos todos los datos que precisamos. Y escribimos:

$$D_{pv} = 11 (3 + 4\sqrt{4}) = 11 (3 + 8) = 121 \text{ mm}$$

Y ahora sí que podemos encontrar el dichoso ángulo β.
La segunda fórmula de la casilla «Inclinación dientes» reza:

$$\text{tg } \beta = \frac{zi \cdot m_{av}}{D_{pv}} = \frac{4 \times 11}{121} = 0'363$$

Buscamos, en nuestras ya familiares tablas, el ángulo de la citada tangente, y obtenemos $\beta = 19^{\circ} 55'$.
Como es lógico, inmediatamente vamos a buscar el módulo normal. No debe olvidar que el módulo es de importancia básica, como unidad efectiva.
Podemos aplicar de inmediato una fórmula, que reza:

$$m_n = m_{av} \cos \beta$$

¿A que ahora ya no nos asusta esto de cos β, es decir, cos 19° 55'?
Las tablas trigonométricas nos dan la respuesta: 0'945..
Con lo cual escribimos: $m_n = m_{av} \cos \beta = 11 \times 0'945 = 10'395$ mm.
Como ve, ya disponemos de un bien nutrido número de datos. Prosigamos:

Diámetro externo. La tercera fórmula de su casilla dice:

$$D_{ev} = D_{pv} + 2m_n \text{ (para ángulo } \beta > 15^{\circ})$$

Es la que necesitamos, puesto que $\beta = 19^{\circ} 55'$.
Por tanto:

$$D_{ev} = 121 + (2 \times 10'395) = 141'790 \text{ mm}$$

Diámetro interno:

$$D_{fv} = D_{pv} - 2'5m_n = 121 - (2'5 \times 10'395) = 95 \text{ mm}$$

Paso normal:

$$p_n = \pi \cdot m_n = 3'14 \times 10'395 = 32'64 \text{ mm}$$

Paso axial:

$$p_{av} = \pi \cdot m_{av} = 3'14 \times 11 = 34'54 \text{ mm}$$

Addéndum:

$$a = m_n = 10'395 \text{ mm}$$

Deddéndúm:

$$b = 1'25m_n = 12'993 = 13 \text{ mm}$$

Altura diente:

$$h = 2'25m_n = a + b = 23'395 \text{ mm}$$

Juego de fondo:

$$i = 0'25m_n = 2'60 \text{ mm}$$

Espesor del diente:

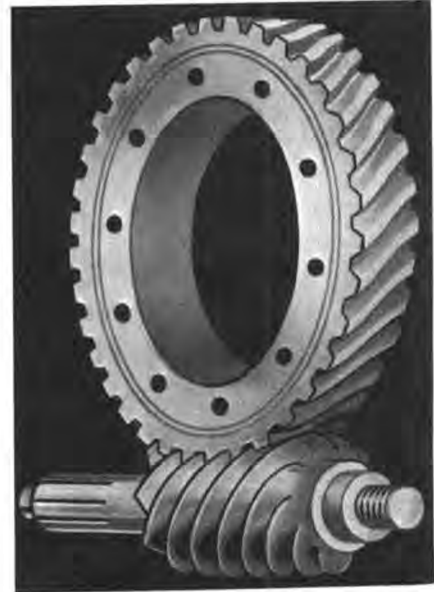
$$e = \frac{\pi \cdot m_n}{2} = \frac{p_n}{2} = 16'32 \text{ mm}$$

Espesor axial:

$$e_{av} = \frac{\pi \cdot m_{av}}{2} = \frac{p_{av}}{2} = 17'27 \text{ mm}$$

Largo visinfín:

$$L_v = 2m_{cr}\,(1 + \sqrt{z}) = 2m_{av}\,(1 + \sqrt{z}) = 22 \times (1 + \sqrt{52}) = 180'4 \text{ mm}$$



Visinfín y rueda helicoidal

Relación de transmisión:

$$r = \frac{zi}{z} = \frac{4}{52} = 0'076; \qquad \frac{1}{r} = \frac{52}{4} = 13$$

El milagro se ha producido. Vayamos ahora con la rueda.

Diámetro primitivo:

$$D_{pr} = z \cdot m_{cr} = 52 \times 11 = 572 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$D_{er} = D_{pr} + 2m_n = 572 + (2 \times 10'395) = 592'790 \text{ mm} = 592'8 \text{ mm}$$

Diámetro interior:

$$D_{ir} = D_{pr} - 2'5m_n = 572 - (2'5 \times 10'395) = 546 \text{ mm}$$

Anchura rueda:

$$L_r = 2'15p_{av} + 5 = (2'15 \times 34'54) + 5 = 79'26 \text{ mm}$$

Sólo nos queda por averiguar la distancia entre centros de ejes y los radios de la curva del diente de la rueda.

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_{pr} + D_{pv}}{2} = \frac{572 + 121}{2} = 346'5 \text{ mm}$$

Vamos a comprobar esta distancia, utilizando una fórmula tan distinta como la segunda que figura en la casilla, o sea:

$$C = \frac{m_n}{2} \left(\frac{zi}{\operatorname{sen} \beta} + \frac{z}{\cos \beta} \right)$$

El cos β ya lo conocemos = 0'945.
Para sen β, tras consultar las tablas, consignamos = 0'341.
Por consiguiente, pondremos:

$$C = \frac{10'395}{2} \left(\frac{4}{0'341} + \frac{52}{0'945} \right) = 5'117\ (11'7 + 55'0) = 346'63$$

La comprobación ha sido un completo éxito. La diferencia encontrada (= 0'13 mm) es prácticamente despreciable.

Radio de la curva externa del diente:

$$R_e = C - \frac{D_{er}}{2} = 346'5 - \frac{592'8}{2} = 50'1 \text{ mm}$$

Radio de la curva interna del diente:

$$R_f = C - \frac{D_{fr}}{2} = 346'5 - \frac{546}{2} = 73'5 \text{ mm}$$

No; no existe equivocación. El radio de la curva interna es mayor que el de la externa, puesto que se mide desde el centro de la rueda opuesta, o sea desde el centro del visinfín.

Compruebe además que la altura del diente, que será igual a la diferencia de los radios, resulta ser de:

$$73'5 - 50'1 = 23'4$$

Prácticamente la misma que encontramos al calcular el visinfín, que indicaba:

$$h = 23'395 \text{ mm}$$

Por otra parte, compruebe la altura de la superficie de roce entre dientes.

Contando desde el centro del eje del visinfín, los dientes de éste están comprendidos entre:

$$\frac{D_{ev}}{2} = \frac{141'79}{2} = 70'895$$

y $$\frac{D_{fv}}{2} = \frac{95}{2} = 47'5$$

mientras que los dientes de la rueda comienzan en 50'1 y terminan en 73'5. Existe, pues, entre ambos, un juego de fondo de 2'60 mm, exactamente lo hallado empleando la fórmula.

La figura 263 es el resultado de los cálculos de este ejemplo.

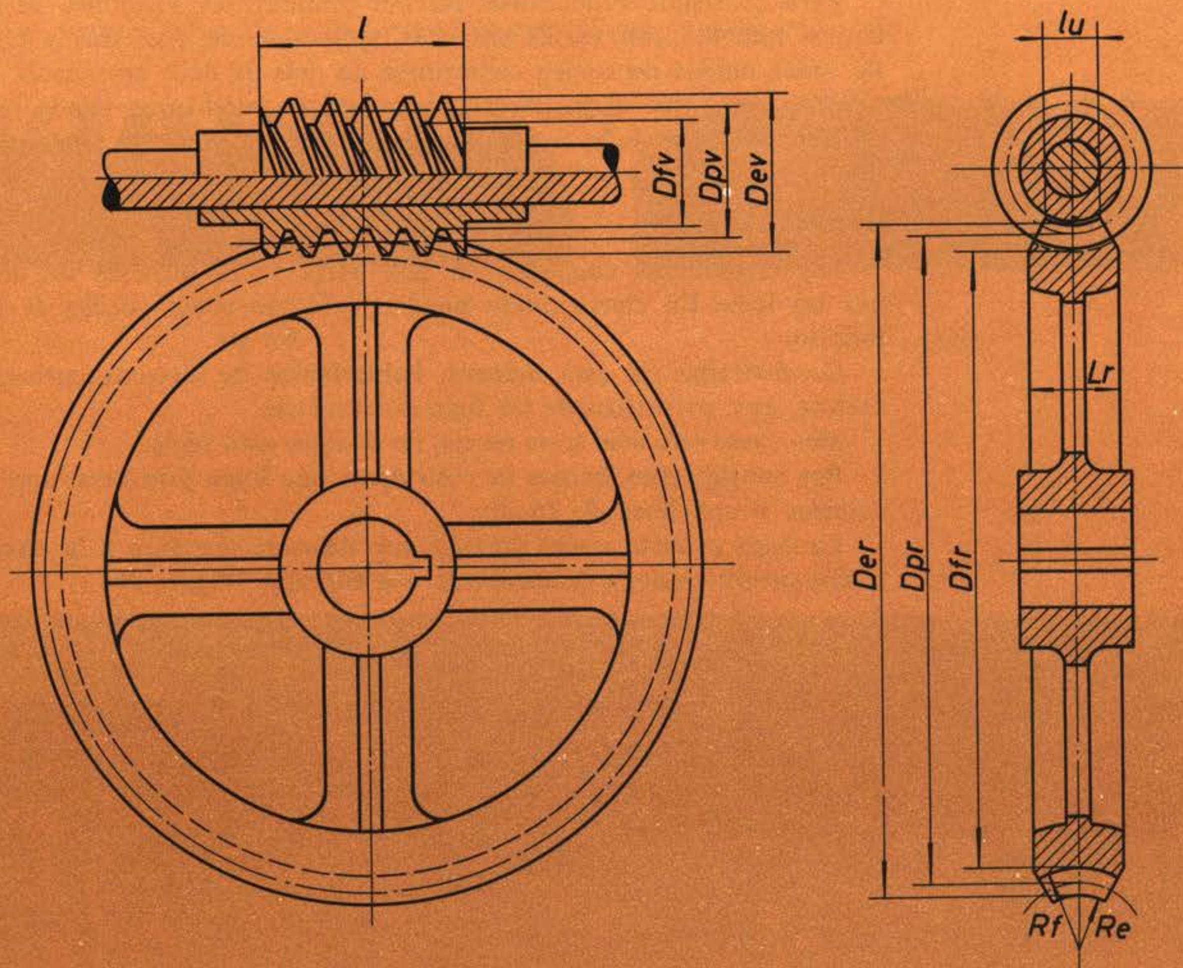


Fig. 263

Visinfín

m_{av} = 11	a = 10'395
z_i = 4	b = 13
D_{pv} = 121	h = 23'395
D_{ev} = 141'8	i = 2'60
D_{fv} = 95	c = 16'32
m_n = 10'395	l = 180'4
P_n = 32'64	β = 19° 55'
P_{av} = 34'54	

Rueda

z = 52
D_{pv} = 572
D_{ev} = 592'8
D_{fv} = 546
R_c = 50'1
R_f = 73'5
L_v = 79'26
L_u = 76

MATERIAL Y EMPLEO

Los visinfines se construyen de acero especial y acero cementado, así como de acero al cromo-níquel-molibdeno.

La rueda de fundición, por regla general de hierro o de bronce.

Como ya hemos dicho, el sistema de visinfín actúa como si fuera un diente.

De esta suerte, en un visinfín de una sola entrada, por cada vuelta completa que realice solamente avanzará un diente de la rueda; de forma que si ésta tiene, por ejemplo, 40 dientes, para que dé una vuelta completa, el visinfín tiene que dar 40.

Para conseguir reducciones no tan grandes, los visinfines se construyen también con varias entradas, generalmente dos, tres y cuatro. De todos modos no suelen construirse de más de doce entradas.

Es preciso que el juego esté dispuesto de modo que pueda recibir un buen engrase, dado el rozamiento continuo a que está sometido.

CREMALLERAS

Las cremalleras consisten en una barra recta provista de dientes por un lado. En cierto modo pueden definirse como ruedas de radio infinito.

Consideradas de esta manera, hablaríamos de circunferencias, diámetros, etc., privativos de las figuras circulares.

Mas como esto sólo sería teoría, no se sigue esta regla.

Por consiguiente, hemos de considerar una línea primitiva, una línea exterior y una línea de fondo.

La línea primitiva será aquella que discurre tangente a la circunferencia primitiva de la rueda con la que engrana. (Figura 264.)

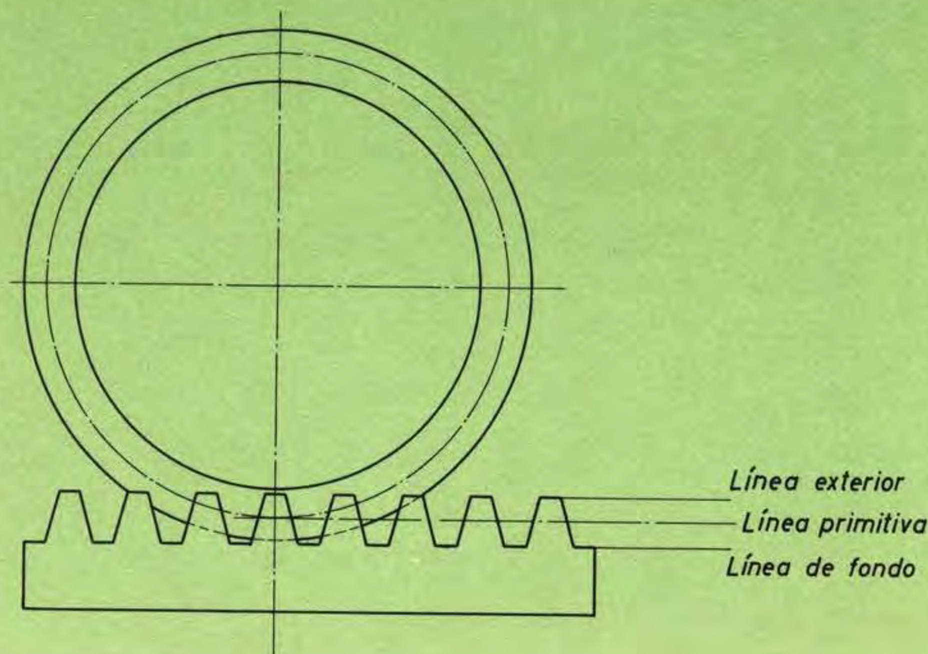


Fig. 264

Las otras dos constituirán los extremos respectivos del addendum y el deddéndum, o sea, de la cabeza y pie del diente.

Por lo demás, los dientes siguen las características ya estudiadas en las ruedas, cosa totalmente lógica, puesto que con ellas han de engranar.

TIPOS DE CREMALLERAS

Existen dos tipos de cremallera:

De dientes rectos, perpendiculares a la barra, destinados a engranar con las ruedas cilíndricas de dientes rectos; y

De dientes inclinados, propias para su engrane con las ruedas helicoidales.

Las figuras 265 y 266 representan dos cremalleras, una de cada tipo.



Fig. 265



Fig. 266

Prácticas de dibujo mecánico 13

ENGRANAJE FORMADO POR VISINFIN Y RUEDA HELICOIDAL

EJEMPLO GENERICO DE COMO PROCEDER EN EL DIBUJO

El dibujo de prácticas que le proponemos en esta ocasión es un engranaje de visinfín-rueda helicoidal. (Figuras 267, 268 y 269.)

Ante todo debe usted proceder a un cálculo de los dos elementos que constituyen el engranaje, empezando, naturalmente, por el visinfín. Le proponemos que adopte, en esta ocasión, un tornillo provisto de una o dos entradas. El módulo será inferior a 8, a fin de que pueda dibujar a escala 1 : 1. Por fin, $\frac{1}{r}$ entre 20 y 30.

Comience por trazar una línea de puntos, propia de un eje, vertical; y con la medida igual a la distancia C entre centros, sitúe los dos centros: el superior para el eje del visinfín y el inferior para el de la rueda.

Trace a continuación los respectivos diámetros primitivos, ajustándose a las medidas correspondientes. Si ha calculado bien, al dibujar la circunferencia del visinfín su radio debe tocar en el radio de la rueda, cuya circunferencia, naturalmente, no trazará, puesto que figurará transversalmente.

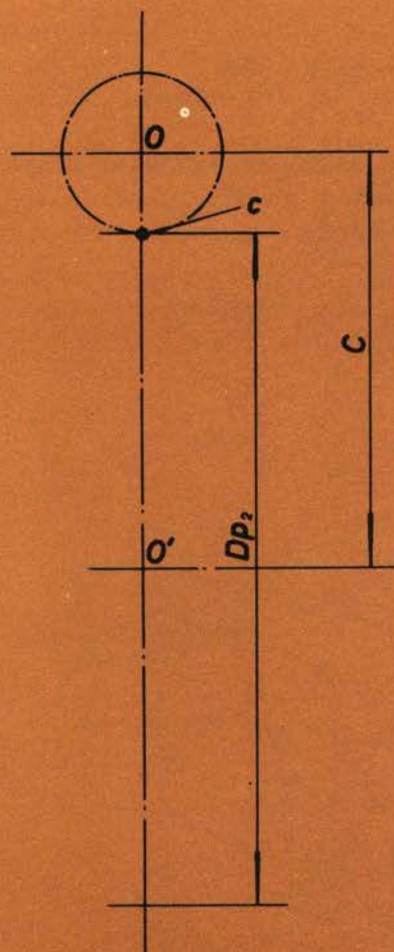
Tendremos, pues, debidamente señalados, los puntos O — O′ de los centros-ejes, y el punto c, tangente a ambos elementos.

Desde el punto O (centro del visinfín), tome la medida del diámetro interior y, con el radio correspondiente, trace con el compás su circunferencia. Haga lo mismo respecto a la circunferencia exterior.

Ahora sólo nos queda dar forma a la rueda.

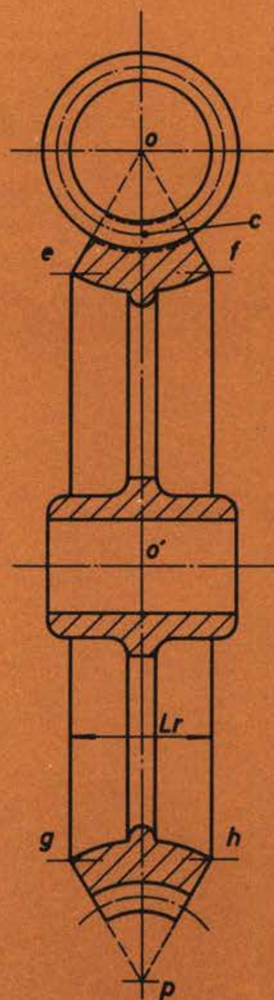
Tome la distancia de L_r, que sin duda habrá obtenido en su cálculo; y trace (en línea muy fina, para poder rectificar) dos paralelas a ambos lados de la línea O — O′ cuya separación será la susodicha distancia L_r.

Desde el punto O trace, a continuación, dos rectas que vayan a encontrar a las líneas finas que determinen L_r en los puntos *e* y *f*.



Primer paso: situación de los centros de la rueda y del visinfín

Fig. 267



Segundo paso: completamos la vista en sección de la rueda

Fig. 268

(Estos puntos puede situarlos aproximadamente a una distancia de la circunferencia exterior del visinfín, como altura tiene el diente.)

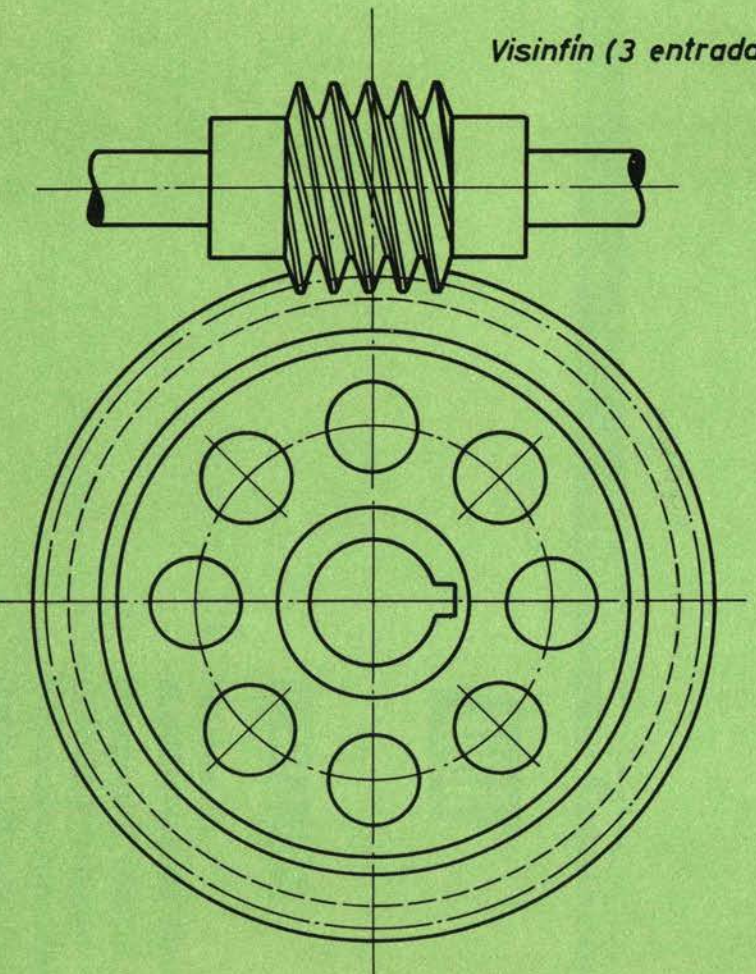
Haga la misma operación en el lado opuesto de la rueda. Para ello tome de nuevo la distancia O — O' y, con centro en este último, señale el nuevo punto P, que servirá de partida de las dos líneas que deben encontrar los límites de L_r.

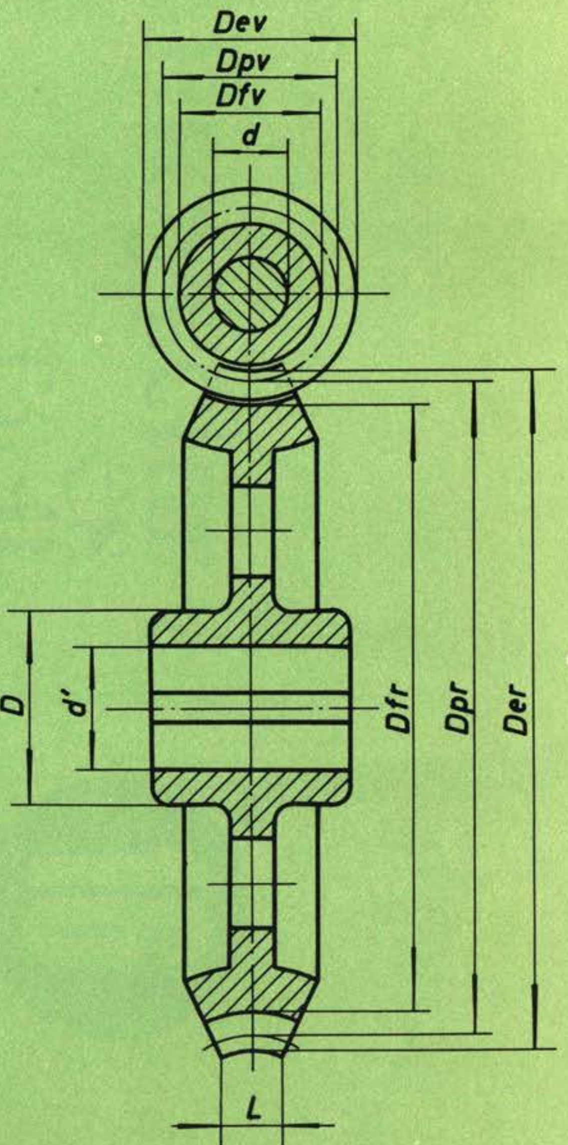
Con centro en O y p respectivamente trace las curvas de los dientes cóncavos de la rueda. La que corresponde a la circunferencia interior o de fondo, en trazo grueso; la exterior del lado del visinfín, en línea de puntos, puesto que quedará oculta por la circunferencia exterior de éste. La exterior, del lado opuesto, también será en trazo grueso. En este lado, en puntos, marcará, en cambio, la curva que debe pasar por el punto extremo del diámetro primitivo.

Por último dibuje, longitudinalmente, el eje y cubo de la rueda, ateniéndose para ello a lo dicho en la lección anterior al hablar de las ruedas de dientes rectos; y complete, en trazo fuerte, las líneas laterales de L_r.

Y rayando las superficies de corte, habrá completado el trazado.

Si se ve usted con fuerzas, complete el dibujo con la vista que falta, es decir, la otra proyección, y entonces podrá sentirse satisfecho de su labor.

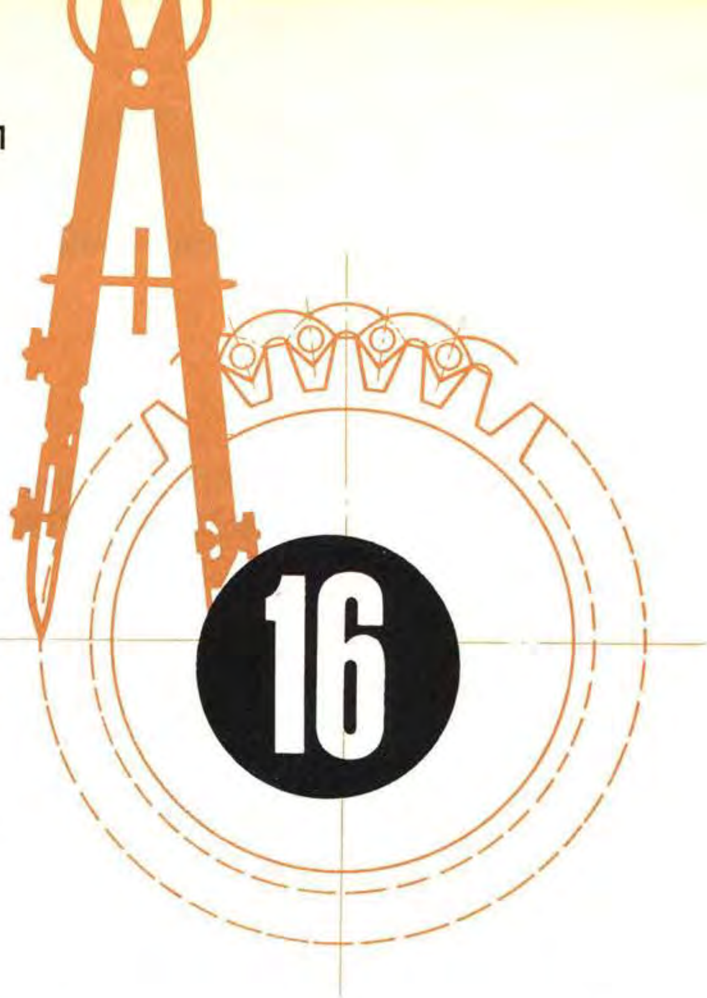




Plano completo del engranaje

DM } 31
DG }

Proyectar es fácil





AFHA

MECANICA

Lección 16
ELEMENTOS DE MAQUINAS

Engranajes cónicos
Cálculo y trazado
Engranajes hipoides
Ruedas para cadenas

Lección 14
PRACTICAS DE DIBUJO

Trazado de un engranaje cónico

ENGRANAJES CONICOS - GENERALIDADES Y TIPOS
CALCULO Y TRAZADO DE ENGRANAJES CONICOS
ENGRANAJES HIPOIDES
RUEDAS PARA CADENAS

GENERALIDADES

Los engranajes de tipo cónico se caracterizan en que sus dientes están construidos sobre una rueda en forma de tronco de cono, cuyas bases limitan lateralmente los dientes y cuya generatriz representa la longitud de los mismos.

Su misión es transmitir el movimiento entre dos ejes o árboles que se cortan.

Por su forma y disposición pueden clasificarse en dos grandes grupos, a saber:

a) Engranajes cónicos de dientes rectos.

b) Engranajes cónicos de dientes curvos.

A su vez, cada uno de estos grupos se subdivide en otros varios. Así, entre los de dientes rectos tenemos:

De diente recto que sigue la dirección del centro de la rueda; es decir, lo que podríamos llamar radial. Son los más corrientes y de uso más generalizado, por lo cual servirán de base para el subsiguiente estudio.

De diente recto inclinado u oblicuo; esto es, que su dirección forma un ángulo respecto a la dirección de los radios de la rueda. Según sea el ángulo de inclinación, así serán las características de la rueda. Distinguiremos entre éstas la llamada de dientes tangenciales, que es aquella cuyo ángulo de inclinación hace que los dientes sigan una tangente respecto al círculo interno de la rueda.

En las figuras 270, 270 *a*) y 270 *b*) podrá ver los esquemas de tres ruedas de dientes rectos: radial, oblicua y tangencial, que no es más que una modalidad específica de la rueda oblicua.

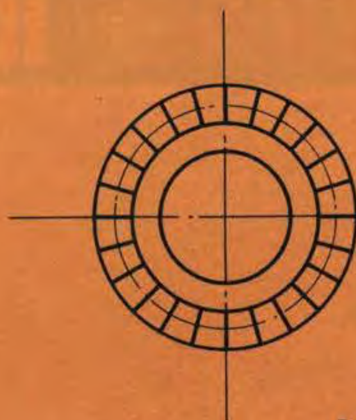
Las ruedas dentadas cónicas, de dientes curvos, reconocen los siguientes modelos básicos:

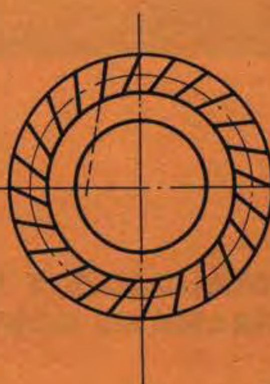
— Helicoidal o de evolvente;

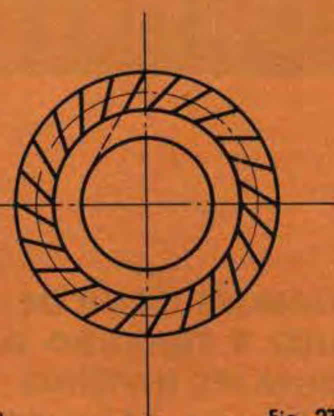
— De espiral, llamada también de Gleason;

— En arco de círculo, conocida también como de dentadura de Klingelnberg.

Las figuras 271, 271 *a*) y 271 *b*) representan esquemáticamente estos modelos.


Fig. 270)


Fig. 270 a)


Fig. 270 b)

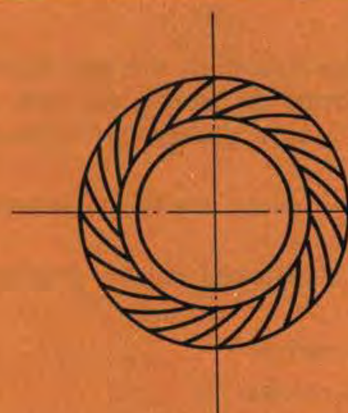
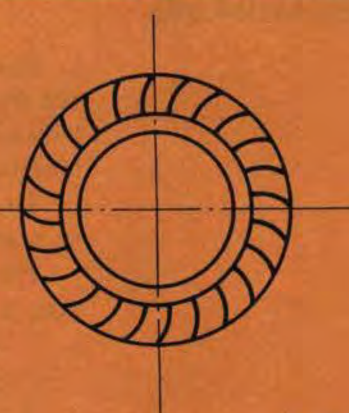

Fig. 271)


Fig. 271 a)


Fig. 271 b)

ELEMENTOS DE UN ENGRANAJE CONICO

Al igual que como hicimos con los engranajes cilíndricos, vamos ahora a estudiar los elementos o factores determinantes en un engranaje cónico.

Observe la figura 272, donde se representan, en corte lateral, dos ruedas cónicas emplazadas conforme a un engrane cualquiera.

En seguida nos daremos cuenta de las siguientes particularidades:

CONO PRIMITIVO. Designamos con este nombre a la superficie lateral que correspondería al tronco de cono que forma la rueda, en la que teóricamente se verifica el contacto tangencial con la otra rueda del engranaje. (Corresponde a la circunferencia primitiva de las ruedas cilíndricas).

CONO EXTERNO. Recibe este nombre la superficie lateral que pasará por el extremo de los dientes, de modo que éstos quedarán circunscritos en él. (Corresponde a la circunferencia exterior de las ruedas cilíndricas.)

CONO INTERIOR O DE FONDO. Constituye la superficie lateral del tronco de cono donde se asientan los dientes. (Corresponde a la circunferencia de fondo de las ruedas cilíndricas.)

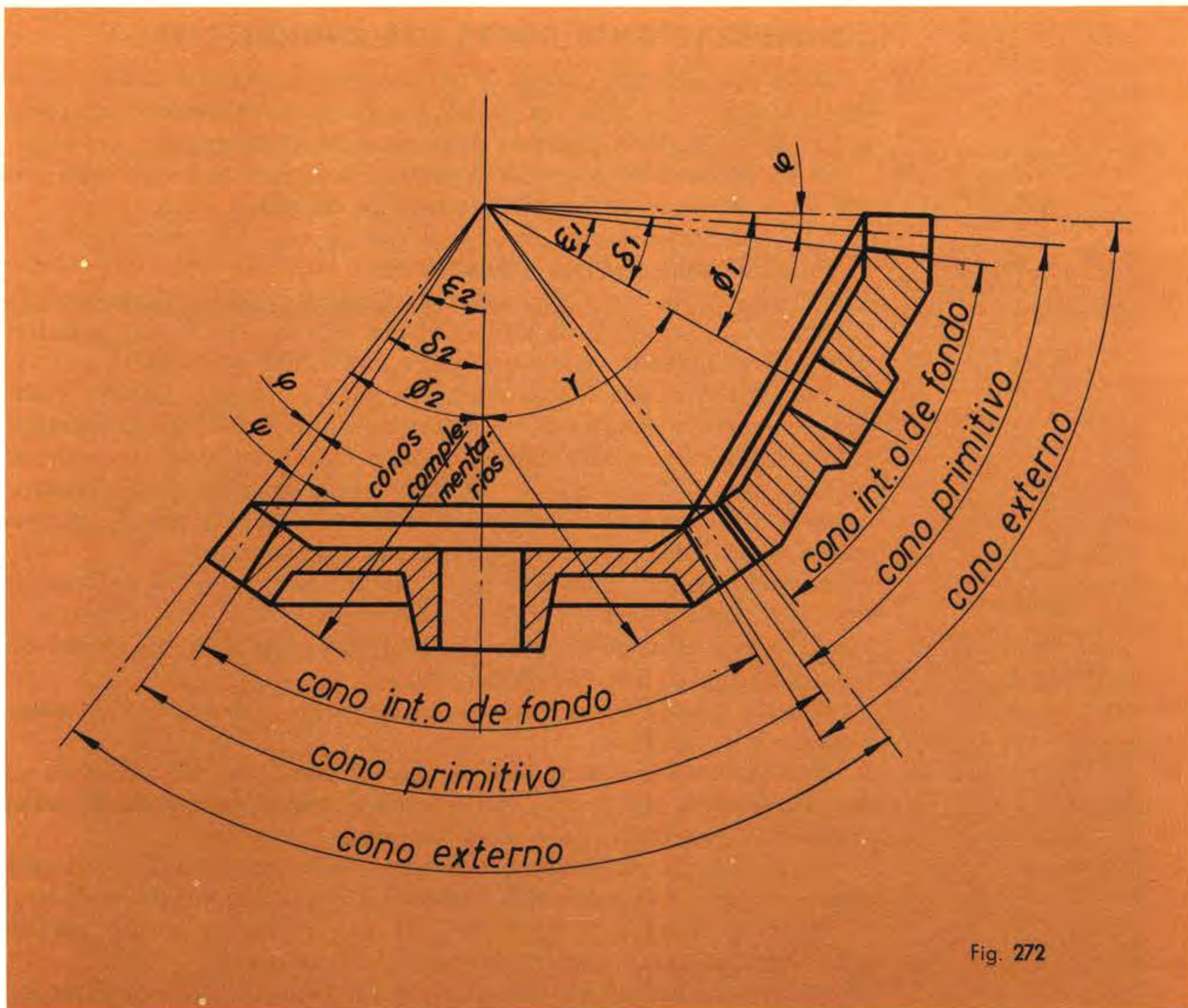


Fig. 272

CONOS COMPLEMENTARIOS. Son los troncos de cono que limitan la rueda por la parte externa e interna. La indicación de la figura le ayudará en su comprensión.

ANGULOS. Por la observación de la figura que comentamos, verá usted que se forma una serie de ángulos, cuyos valores pueden determinarse por las fórmulas de la tabla correspondiente.

Estos ángulos son:

— Semiángulo del cono primitivo del piñón.
— Semiángulo del cono primitivo de la rueda.
— Semiángulo del cono externo del piñón.
— Semiángulo del cono externo de la rueda.
— Semiángulo del cono interno del piñón.
— Semiángulo del cono interno de la rueda.
— Angulo del addéndum.
— Angulo del deddéndum.
— Angulo entre ejes (o sea, el que forman los ejes de las dos ruedas que constituyen el engranaje).

CONSIDERACIONES SOBRE LOS ENGRANAJES

Dado que estos engranajes se caracterizan en que sus dientes tienen forma cónica, y por tanto sus prolongaciones se encontrarían en un punto o vértice, se dan unas premisas distintas a las de las ruedas cilíndricas:

a) El diámetro de las ruedas cónicas (cualquiera que sea) varía progresivamente de un extremo al otro de los dientes.

b) Como consecuencia de ello, el paso p también varía.

c) Igual acontecerá con el módulo m.

Tenemos, pues, una diferencia básica con los anteriormente estudiados en cuanto al cálculo de los engranajes se trata. El módulo, base fundamental y unidad de medida, es ahora UNA UNIDAD VARIABLE.

Para soslayar este inconveniente, y puesto que en cualquier rueda cónica nos encontramos con un diámetro primitivo mayor, un diámetro primitivo menor, un paso mayor, un paso menor, un módulo mayor, un módulo menor, etc., amén de infinitos intermedios, es norma referirse siempre a las medidas máximas; es decir, al diámetro mayor, al paso mayor, al módulo mayor, etc., sin necesidad de advertirlo.

En consecuencia, cuando se habla de cualquiera de estas medidas sin otra indicación discriminatoria, se sobrentiende que nos referimos al *mayor*. Así, si el módulo de una rueda cónica es de 5 mm queremos dar a entender que se trata del módulo mayor.

Cuando algún dato se refiere a los menores es indispensable advertirlo *siempre*.

Otra cuestión que debe tenerse muy en cuenta en las ruedas de engrane cónicas es la dificultad que entraña el empleo de una rueda, individualmente, para aplicarla en otro engranaje.

En las ruedas cilíndricas podíamos construir una transmisión cualquiera, siempre y cuando empleásemos dos ruedas *del mismo módulo*.

En las cónicas esto no es posible, en razón de que es preciso, para lograr el engrane, que tengan entre sí un vértice común.

Por esta causa, se hace indispensable proceder al cálculo de estas ruedas siempre por parejas; esto es, de la rueda y el piñón correspondiente; rueda y piñón que, luego, serán empleadas en el engranaje para el cual han sido proyectadas.

A continuación copiamos una tabla de símbolos y fórmulas para el cálculo de ruedas cónicas:

SIMBOLOS Y FORMULAS PARA RUEDAS CONICAS DE DIENTES RECTOS

m = módulo	$m = \frac{D_p}{z}$; $m = \frac{h}{2'25}$; $m = \frac{p}{\pi}$
p = paso	$p = \pi \cdot m$; $p = \frac{\pi \cdot D_p}{z}$
D_p = diámetro primitivo	$D_p = m \cdot z$; $D_p = \frac{p \cdot z}{\pi}$
D_e = diámetro exterior	$D_e = D_p + 2a \cdot \cos \delta$; $\frac{D_p \cdot \text{sen}(\delta + \varphi)}{\text{sen}\, \delta \cos \varphi}$

D_f = diámetro de fondo (interior)	$D_f = m\,(z - 2'5 \cos \delta)$
z = número de dientes	$z_1 = \frac{D_p}{m}$; $z_1 = \frac{\pi \cdot D_p}{p}$; $z_2 = \frac{z_1}{r}$
a = addéndum	$a = m$
b = deddéndum	$b = 1'25m$
i = juego de fondo diente	$i = 0'25m$
h = altura del diente	$h = a + b$; $h = 2'25m$
g = generatriz primitiva	$g = \frac{D_p}{2 \operatorname{sen} \delta}$
l = longitud del diente	$l \leqq \frac{g}{3}$; $l = 5m$ a $8m$
e = espesor del diente	$e = \frac{\pi \cdot m}{2}$; $e = \frac{p}{2}$
r = relación de transmisión	$r = \frac{z_1}{z_2}$; $r = \frac{D_{p1}}{D_{p2}}$; $r = \frac{\operatorname{sen} \delta_1}{\operatorname{sen} \delta_2}$
δ = semiángulo del cono primitivo (en general)	$\operatorname{sen} \delta = \frac{D_p}{2g}$; $\cos \delta = \frac{D_e - D_p}{2a}$
δ_1 = semiángulo del cono primitivo del piñón	$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{1/r + \cos \gamma}$ (para $\gamma = 90^\circ$) $\operatorname{tg} \delta_1 = r$; $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$
δ_2 = semiángulo del cono primitivo de la rueda	$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{r + \cos \gamma}$ (para $\gamma = 90^\circ$) $\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{r}$; $\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1}$
Φ_1 = semiángulo del cono exterior del piñón	$\Phi_1 = \delta_1 + \varphi$
Φ_2 = semiángulo del cono exterior de la rueda	$\Phi_2 = \delta_2 + \varphi$
ε_1 = semiángulo del cono interior del piñón	$\varepsilon_1 = \delta_1 - \psi$
ε_2 = semiángulo del cono interior de la rueda	$\varepsilon_2 = \delta_2 - \psi$
φ = ángulo del addéndum	$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a}{g} = \frac{m}{g} = \frac{2 \operatorname{sen} \delta}{z}$
ψ = ángulo del deddéndum	$\operatorname{tg} \psi = \frac{b}{g} = \frac{2'25m}{g} = \frac{2'5 \operatorname{sen} \delta}{z}$
γ = ángulo entre ejes	$\gamma = \delta_1 + \delta_2$

α = semiángulo del cono complementario	$\alpha = 90^\circ - \delta$
D_{pi} = diámetro primitivo interno	$D_{pi} = \frac{g-1}{g} D_p$
a_i = addéndum en la extremidad interna	$a_i = \frac{g-1}{g} a$
b_i = deddéndum en la extremidad interna	$b_i = \frac{g-1}{g} b = \frac{g-1}{g} = 1'25\ m$
e_i = espesor del diente sobre el diámetro primitivo interno	$e_i = \frac{g-1}{g} e = \frac{g-1}{g} \cdot \frac{p}{2}$

Hacemos especial hincapié en la diferencia que existe entre diámetro de fondo o interior y diámetro primitivo interno, ya que puede prestarse a la confusión. En caso de duda, le rogamos repase de nuevo lo dicho bajo el epígrafe «Consideraciones sobre los engranajes».

MODALIDADES DEL ENGRANAJE DE TIPO CONICO



Engranaje cónico para $\gamma = 90°$

En las figuras 273 y siguientes se describen las distintas modalidades que pueden adoptar los engranajes cónicos en función al ángulo entre los ejes de las ruedas que constituyen el engranaje.

FIGURA 273. Engranaje en ángulo agudo ($\gamma < 90°$).
En esta modalidad se establece:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \gamma} \; ; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{\frac{z_1}{z_2} + \cos \gamma}$$

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{\operatorname{tg} \delta_1} - \cos \gamma \; ; \quad \frac{z_1}{z_2} = \frac{\operatorname{sen} \gamma}{\operatorname{tg} \delta_2} - \cos \gamma$$

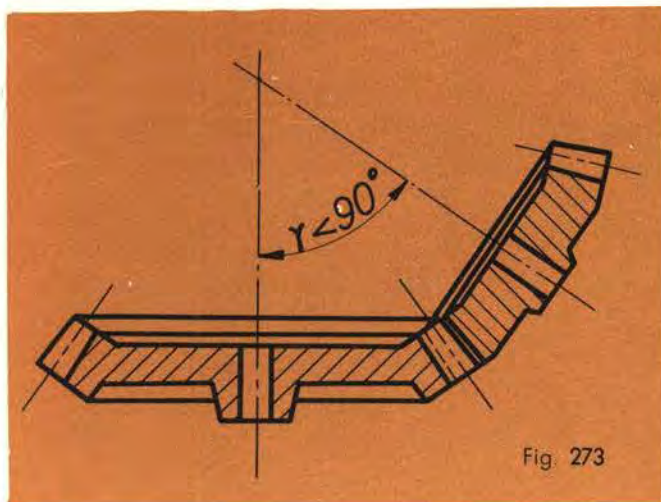


Fig. 273

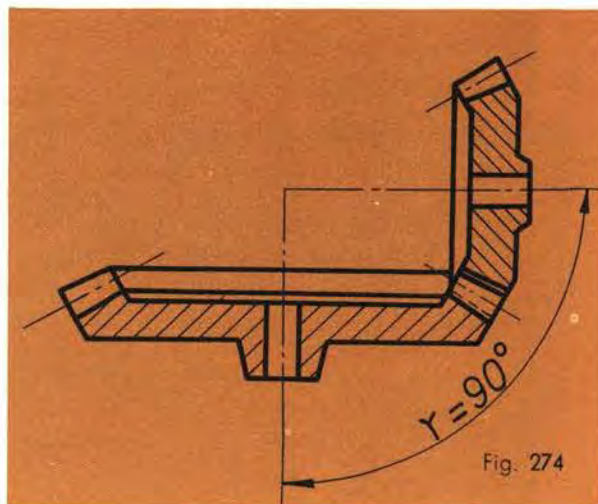


Fig. 274

FIGURA 274. Engranaje de ejes ortogonales (ángulo recto $\gamma = 90^\circ$). En esta construcción, las relaciones entre ambas ruedas se simplifican:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1}$$

FIGURA 275. Representa (como las figuras 276 y 277) la modalidad de engranaje en ángulo obtuso.
En ésta de la figura 275 se da una de las tres circunstancias posibles: $\gamma > 90^\circ$ y $\delta_2 < 90^\circ$.

Estableciéndose:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - \gamma)}{\dfrac{z_2}{z_1} - \cos (180^\circ - \gamma)}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - \gamma)}{\dfrac{z_1}{z_2} - \cos (180^\circ - \gamma)}$$

$$\frac{z_2}{z_1} = \cos (180^\circ - \gamma) + \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - \gamma)}{\operatorname{tg} \delta_1}$$

$$\frac{z_1}{z_2} = \cos (180^\circ - \gamma) + \frac{\operatorname{sen} (180^\circ - \gamma)}{\operatorname{tg} \delta_2}$$

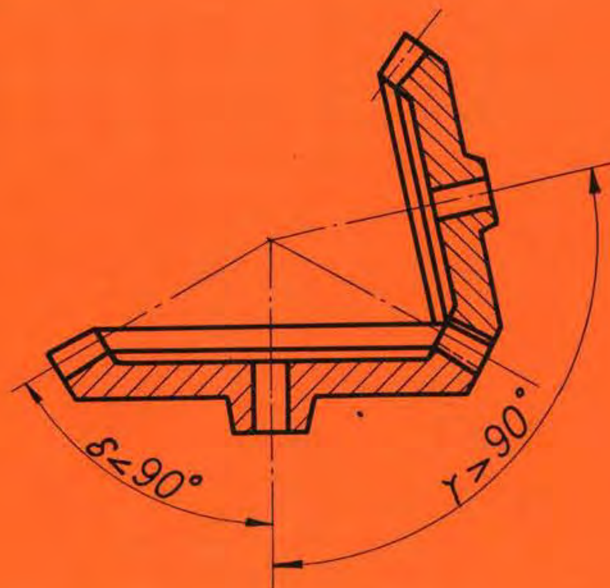
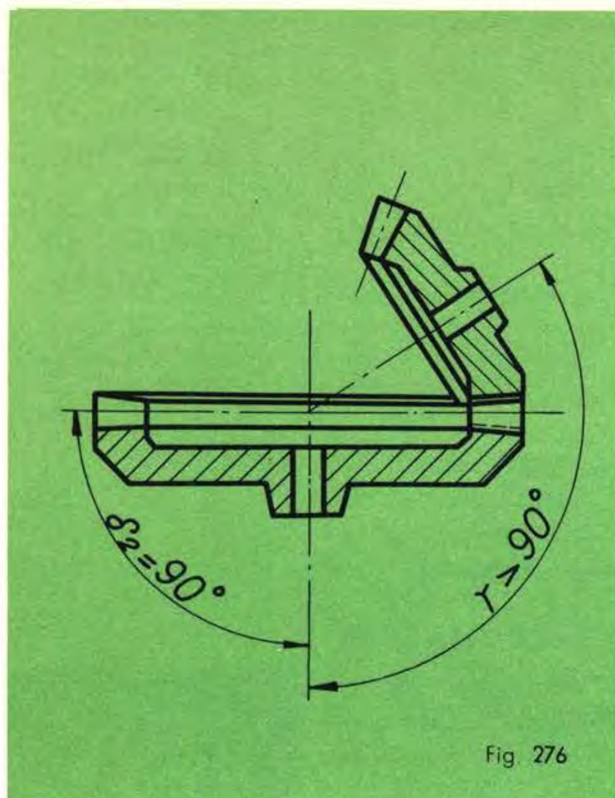


Fig. 275



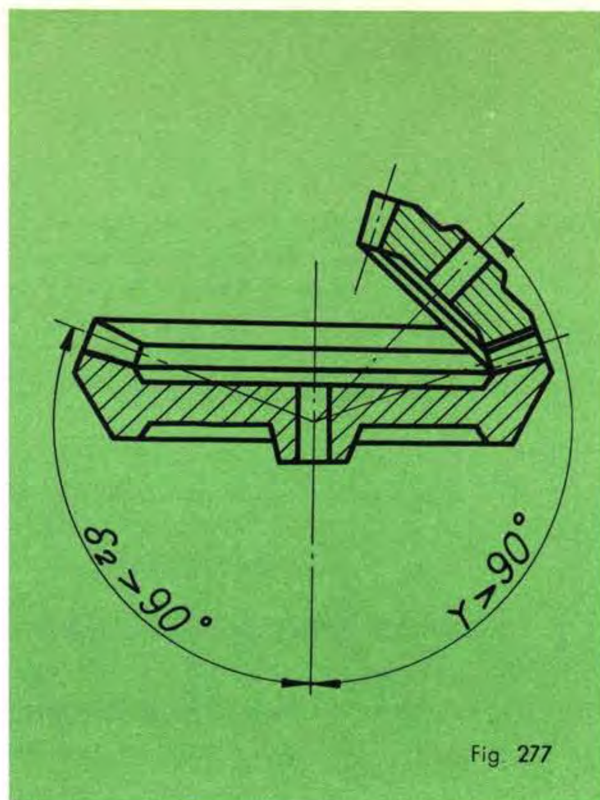


FIGURA 276. Engranaje en ángulo obtuso, en el que se cumple la siguiente circunstancia:

$$\gamma > 90° \quad \text{y} \quad \delta_2 = 90°$$



Engranaje cónico para $\gamma > 90°$

Si observa la citada figura, se dará cuenta de que la rueda tiene en un mismo plano sus diámetros y superficie primitiva y el vértice común, razón por la cual podemos considerarla como una rueda plana. Sólo la longitud del diente acusa la configuración cónica, y por tanto su altura h en la parte exterior es mayor que en la interior. Por otra parte, como el semiángulo primitivo vale 90°, las fórmulas en este tipo de engranaje (llamado plano-cónico) se reducen al piñón.
En donde:

$$\text{sen}\ \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$$

FIGURA 277. Esta tercera disposición de engrane en ángulo obtuso recibe el nombre de «dentadura interna», y se atiene a la característica:

$$\gamma > 90° \quad \text{y} \quad \delta_2 > 90°$$

Dado que el valor del semiángulo δ_2 es mayor de 90°, sustituimos el semiángulo δ_1 por el ángulo λ, suplementario del anterior, a fin de obtener: $\delta_2 + \lambda = 180°$.
De esta suerte, estableceremos:

$$\text{tg } \delta_2 = \frac{\text{sen } (180° - \gamma)}{\cos (180° - \gamma) - \dfrac{z_1}{z_2}}; \; = 180° - \delta_2$$

Como resumen de todas estas modalidades, podemos establecer la siguiente clasificación:

Engrane cónico en ángulo agudo	Ejes en ángulo menor de 90°
Engrane cónico a ejes ortogonales	Ejes en ángulo de 90°
Engrane cónico en ángulo obtuso (mayor de 90°)	Normal (con δ_2 menor de 90°) Plano-cónico (con $\delta_2 = 90°$) Dentadura interna (con δ_2 mayor de 90°)

Vamos ahora a resolver tres sencillos problemas, en los que, principalmente, entren los datos nuevos, propios de esta clase de engranajes.

PROBLEMA 1

Se trata de un engranaje cónico en ángulo agudo.

Los datos del problema son:

$$\gamma = 62°\,30'$$
$$z_1 = 25$$
$$z_2 = 60$$
$$m = 5$$

Comenzaremos por averiguar los semiángulos primitivos de la rueda y el piñón. Como se trata de un engranaje en ángulo agudo, aplicaremos las dos fórmulas correspondientes a las tg δ_1 y tg δ_e.

Tendremos:

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{\text{sen } \gamma}{\dfrac{z_2}{z_1} + \cos \gamma} = \frac{\text{sen } 62°\,30'}{\dfrac{60}{25} + \cos 62°\,30'}$$

En nuestras ya familiares tablas trigonométricas, buscamos el seno y el coseno de 62° 30', y anotamos sus valores, que son, respectivamente 0'887 y 0'462.

Con lo cual operaremos seguidamente :

$$\delta_1 = \frac{0'887}{\frac{60}{25} + 0'462} = 0'310$$

$$\text{tg } 0'310 = 17^\circ\, 15'$$

La de la rueda:

$$\text{tg } \delta_2 = \frac{\text{sen } \gamma}{\frac{z_1}{z_2} + \cos \gamma} = \frac{0'887}{\frac{25}{60} + 0'462} = 1'010$$

$$\text{tg } 1'010 = 45^\circ\, 15'$$

Vamos a comprobarlo, mediante la fórmula:

$$\gamma = \delta_1 + \delta_2 = 17^\circ\ 15' + 45^\circ\ 15' = 62^\circ\ 30'$$

que es, ni más ni menos, que el valor que nos dieron para γ.

Angulo del addéndum:

$$\text{tg } \varphi = \frac{2 \text{ sen } \delta_2}{z_2} = \frac{2 \times 0'710}{60} = 0'023$$

$$\text{tg } 0'023 = 1^\circ\, 20'$$

Si para obtener el ángulo del addéndum empleamos la fórmula aplicada al piñón, debe darnos el mismo resultado.

Veamos:

$$\text{tg } \varphi = \frac{2 \text{ sen } \delta_1}{z_1} = \frac{2 \times 0'296}{25} = 0'023$$

En efecto, nos da el mismo cociente: 0'023. Por tanto: 1° 20'.

El semiángulo del cono exterior del piñón será:

$$\Phi_1 = \delta_1 + \varphi = 17^\circ\, 15' + 1^\circ\, 20' = 18^\circ\, 35'$$

El semiángulo del cono exterior de la rueda:

$$\Phi_2 = \delta_2 + \varphi = 45^\circ\, 15' + 1^\circ\, 20' = 46^\circ.35'$$

El semiángulo de los conos complementarios del piñón:

$$\alpha_1 = 90° - \delta_1 = 90° - 17° 15' = 72° 45'$$

El semiángulo de los conos complementarios de la rueda:

$$\alpha_2 = 90° - \delta_2 = 90° - 45° 15' = 44° 45'$$

Los diámetros primitivos respectivos se hallan con facilidad:

$$D_{p1} = m \cdot z_1 = 5 \times 25 = 125;$$
$$D_{p2} = m \cdot z_2 = 5 \times 60 = 300$$

Y los diámetros exteriores se conocen aplicando la fórmula

$$D_e = D_p + 2a \cdot \cos \delta$$

a sus respectivos valores:

Del piñón:

$$D_{e1} = D_{p1} + 2a \cdot \cos \delta_1 = 125 + (2 \times 5 \times 0'955) = 134'55$$

De la rueda:

$$D_{e2} = D_{p2} + 2a \cdot \cos \delta_2 = 300 + (2 \times 5 \times 0'704) = 307'04$$

Diámetro interior:

Del piñón:

$$D_{f1} = m\ (z_1 - 2'5 \cos \delta_1) = 5 \times (25 - 2'5 \times 0'955) = 113'06$$

De la rueda:

$$D_{f2} = m\ (z_2 - 2'5 \cos \delta_2) = 5 \times (60 - 2'5 \times 0'704) = 291'20$$

Generatriz primitiva. Las generatrices primitivas deben ser iguales, puesto que ambas, la del piñón y la de la rueda, comprenden desde el vértice hasta el extremo exterior. Por tanto, la fórmula $g = \dfrac{D_p}{2 \text{ sen } \delta}$ ha de darnos el mismo resultado, tanto si se le aplican los valores del piñón como los de la rueda.

Veamos:

Aplicando los valores del piñón:

$$g_1 = \frac{D_{p1}}{2 \text{ sen } \delta_1} = \frac{125}{2 \times 0'296} = 211$$

Aplicando los valores de la rueda:

$$g_2 = \frac{D_p}{2 \text{ sen } \delta_2} = \frac{300}{2 \times 0'710} = 211$$

Lo que nos demuestra la exactitud en la aplicación de los valores respectivos.

Longitud del diente. Aplicando la primera de las fórmulas, tendremos:

$$l \leqq \frac{g}{3} = \frac{211}{3} = 70'3 \text{ mm máximo.}$$

Utilizando la segunda fórmula, nos da:

$$l = 5m = 5 \times 5 = 25, \text{ hasta } l = 8m = 8 \times 5 = 40 \text{ mm}$$

En este caso, es conveniente compaginar los resultados. Dado que por la primera fórmula nos da un máximo de 70'3 mm y no nos impide, sin embargo, aceptar una cantidad menor, no existe dificultad en ajustarla al máximo de la segunda fórmula, o sea, igual a ocho módulos.

Fijaremos, pues, la longitud del diente en $l = 40$ mm.

No vamos a prolongar más nuestro ejemplo, puesto que los demás datos que nos faltan (excepción hecha de los correspondientes al cono interior) pueden deducirse resolviendo las fórmulas ya conocidas, por haberlas estudiado lo suficiente en lecciones anteriores.

En la figura 278 dejamos representado el engranaje objeto de nuestro problema.

Medidas internas: Es fácil obtener las medidas internas, ya que basta con multiplicar por sus correspondientes exteriores la relación $\frac{g - l}{g}$

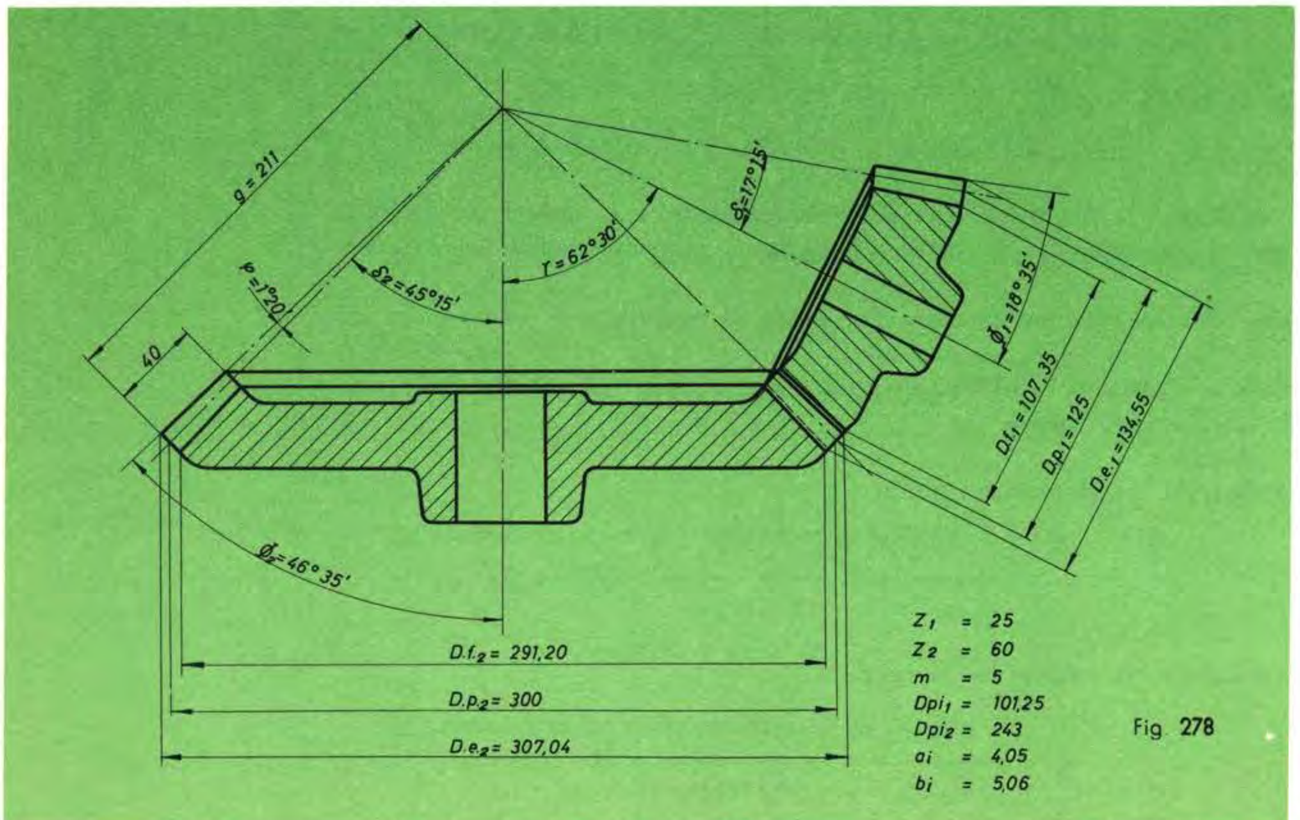


Fig. 278

Diámetro primitivo interno:

Del piñón:

$$D_{pi1} = \frac{g - 1}{g} D_{p1} = \frac{211 - 40}{211} \times 125 = 101'25$$

De la rueda:

$$D_{pi2} = \frac{g - 1}{g} D_{p2} = \frac{211 - 40}{211} \times 300 = 243$$

Addéndum en la extremidad interna:

$$a_i = \frac{g - 1}{g} a = \frac{211 - 40}{211} \times 5 = 4'05$$

Deddéndum en la extremidad interna:

$$b_i = \frac{g - 1}{g} b = \frac{211 - 40}{211} \times 6'25 = 5'06$$

Espesor del diente sobre D_{pi}:

$$e_i = \frac{g - 1}{g} e = \frac{211 - 40}{211} \times 7'85 = 6'35$$

No es necesario que insistamos de dónde han salido las medidas 6'25 de b y 7'85 de e, puesto que suponemos se dará usted cuenta inmediata.

Tampoco haremos mención del resto de valores, pues, insistimos, sería volver a repetir lo ya suficientemente dicho.

PROBLEMA 2

Para simplificar, en este problema y en el siguiente haremos hincapié tan sólo en aquella parte que no constituya una mera repetición.

Los datos respecto a número de dientes y módulo serán los mismos del problema anterior; pero en éste se trata de un engranaje de ejes ortogonales (ángulo recto).

Aquí aplicamos las fórmulas simplificadas:

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{25}{60} = 0'416 = \delta_1 = 22^{\circ}\ 35'$$

$$\text{tg } \delta_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{25} = 2'400 = \delta_2 = 67^{\circ}\ 25'$$

De donde:

$$\gamma = \delta_1 + \delta_2 = 22^\circ 35' + 67^\circ 25' = 90^\circ$$

Angulo del addéndum:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2 \operatorname{sen} \delta_1}{z_1} = \frac{2 \times 0'384}{25} = 0'030; \quad \varphi = 1^\circ 45'$$

(Consideramos innecesario comprobar con los datos de la rueda, puesto que ya lo hicimos en el primer problema.)

Semiángulo del cono exterior del piñón:

$$\Phi_1 = \delta_1 + \varphi = 22^\circ 35' + 1^\circ 45' = 24^\circ 20'$$

Semiángulo del cono exterior de la rueda:

$$\Phi_2 = \delta_2 + \varphi = 67^\circ 25' + 1^\circ 45' = 69^\circ 10'$$

Los semiángulos de los conos complementarios del piñón:

$$\alpha_1 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 22^\circ 35' = 67^\circ 25'$$

Los semiángulos de los conos complementarios de la rueda:

$$\alpha_2 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 67^\circ 25' = 22^\circ 35'$$

Observe que en este caso los semiángulos complementarios del piñón y de la rueda son iguales a los semiángulos primitivos tomados a la inversa; es decir, de la rueda y el piñón, cosa lógica puesto que el ángulo que forman los ejes es también de 90°.

Diámetros primitivos:

$$D_{p1} = m \cdot z_1 = 5 \times 25 = 125;$$

$$D_{p2} = m \cdot z_2 = 5 \times 60 = 300$$

Diámetros exteriores:

$$D_{e1} = D_{p1} + 2a \cdot \cos \delta_1 = 125 + (2 \times 5 \times 0'923) = 134'23$$

$$D_{e2} = D_{p2} + 2a \cdot \cos \delta_2 = 300 + (2 \times 5 \times 0'384) = 303'84$$

Diámetros interiores:

$$D_{f1} = m\,(z_1 - 2'5 \cos \delta_1) = 5 \times (25 - 2'5 \times 0'923) = 113'46$$

$$D_{f2} = m\,(z_2 - 2'5 \cos \delta_2) = 5 \times (60 - 2'5 \times 0'384) = 295'20$$

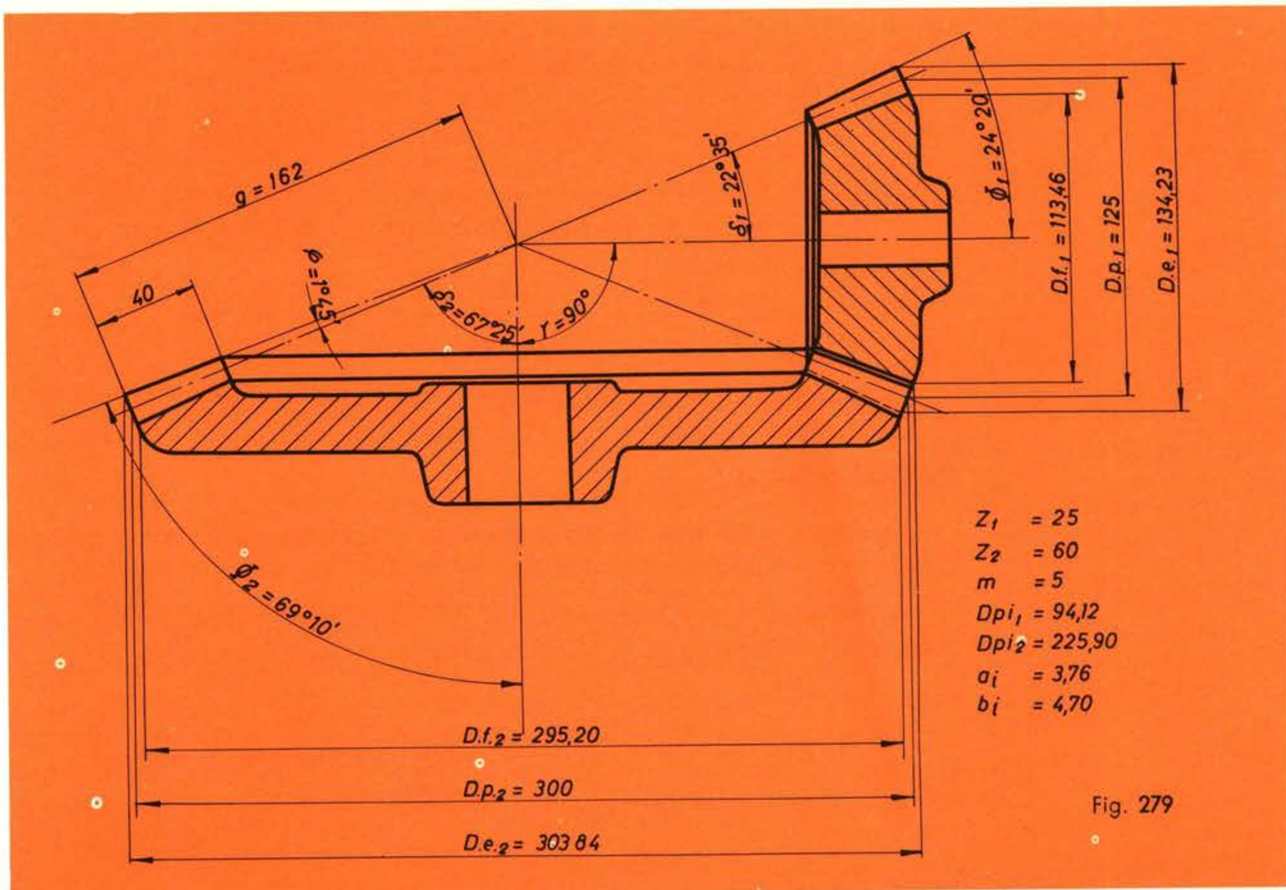


Fig. 279

Generatriz primitiva:

$$g = \frac{D_p}{2 \text{ sen } \delta_1} = \frac{125}{2 \times 0'384} = 162$$

Longitud de diente:

$$l \leqq \frac{g}{3} = \frac{162}{3} = 54 \text{ mm}$$

(Si damos a la longitud del diente la de ocho módulos, será 8 × 5 = 40.)
Medidas interiores:

$$D_{pi1} = \frac{g - l}{g} D_{p1} = \frac{162 - 40}{162} \times 125 = 94'12 \text{ mm}$$

$$D_{pi2} = \frac{g - l}{g} D_{p2} = \frac{162 - 40}{162} \times 300 = 225'90 \text{ mm}$$

$$a_i = \frac{g - 1}{g} a = \frac{162 - 40}{162} \times 5 = 3'76$$

$$b_i = \frac{g - 1}{g} b = \frac{162 - 40}{162} \times 6'25 = 4'70 \text{ mm}$$

$$e_i = \frac{g - 1}{g} e = \frac{162 - 40}{162} \times 7'85 = 5'89 \text{ mm}$$

La figura 279 representa el engranaje de este problema.

PROBLEMA 3

Idénticos datos que en los problemas anteriores en cuanto a número de dientes y módulos. El valor de γ es de 114° 30'.

Empezaremos por hallar el valor del semiángulo primitivo del piñón, y para ello utilizaremos la fórmula primera de la figura 275:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\operatorname{sen}(180 - \gamma)}{\frac{z_2}{z_1} - \cos(180^\circ - \gamma)} = \frac{\operatorname{sen}(180 - 114^\circ 30')}{\frac{60}{25} - \cos(180 - 114^\circ 30')} =$$

$$= \frac{\operatorname{sen} 65^\circ 30'}{\frac{60}{25} - \cos 65^\circ 30'} = \frac{0'910}{2'4 - 0'415} = 0'458 ; \delta_1 = 24^\circ 40'$$

Para hallar δ_2 podemos emplear la fórmula correspondiente, pero creemos más sencillo obtenerlo por la sencilla fórmula de: $\gamma = \delta_1 + \delta_2$, de donde:

$$\delta_2 = \gamma - \delta_1 = 114^\circ\ 30' - 24^\circ\ 40' = 89^\circ\ 50'.$$

Exponemos a continuación los resultados de los demás datos interesantes, haciendo sólo uso de los símbolos. Estamos seguros que sabrá usted seguirlos sin ninguna dificultad. De no ser así, le rogamos los repase de nuevo, puesto que se trata de símbolos normalizados:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2 \operatorname{sen}}{z_1} = \frac{2 \times 0'417}{25} = 0'033 ; \varphi = 1^\circ 55'$$

$$\Phi_1 = \delta_1 + \varphi = 24^\circ 40' + 1^\circ 55' = 26^\circ 35'$$

$$\Phi_2 = \delta_2 + \varphi = 89^\circ 50' + 1^\circ 55' = 91^\circ 45'$$

$$\alpha_1 = 90^\circ — \delta_1 = 90^\circ — 24^\circ\,40' = 65^\circ\,20'$$

$$\alpha_2 = 90^\circ — \delta_2 = 90^\circ — 89^\circ\,50' = 0^\circ\,10'$$

De haber sido el semiángulo primitivo δ_2 mayor de 90° (por ejemplo 96°) se hubiera dado el siguiente resultado para α_2:

$$\alpha_2 = 90^\circ — 96^\circ = — 6^\circ$$

Esto es, un resultado negativo. En efecto, el cono primitivo sería cóncavo, y por lo tanto los 6° son en sentido inverso. (Fig. 277.)

$$D_{e1} = D_{p1} + 2a \cdot \cos \delta_1 = 125 + (2 \times 5 \times 0'909) = 134'09$$

$$D_{e2} = D_{p2} + 2a\ \cos \delta_2 = 300 + (2 \times 5 \times 0'003) = 300'03$$

No queremos seguir adelante sin antes llamarle la atención sobre otro hecho. Al ser el semiángulo primitivo de la rueda δ_2 de 89° 50', el coseno tiene sólo un valor de 0'003, por lo cual el diámetro exterior es casi exactamente igual al primitivo (300'03 en lugar de 300'00).

Si el valor de δ_2 hubiera sido 90°, el coseno tendría un valor cero; por tanto el diámetro exterior sería igual al diámetro primitivo, cosa que no ofrece duda alguna por poco que observemos la figura 280, en que está representado el engranaje objeto de nuestro problema, donde el valor de δ_2 es, como sabemos, de 89° 50'.

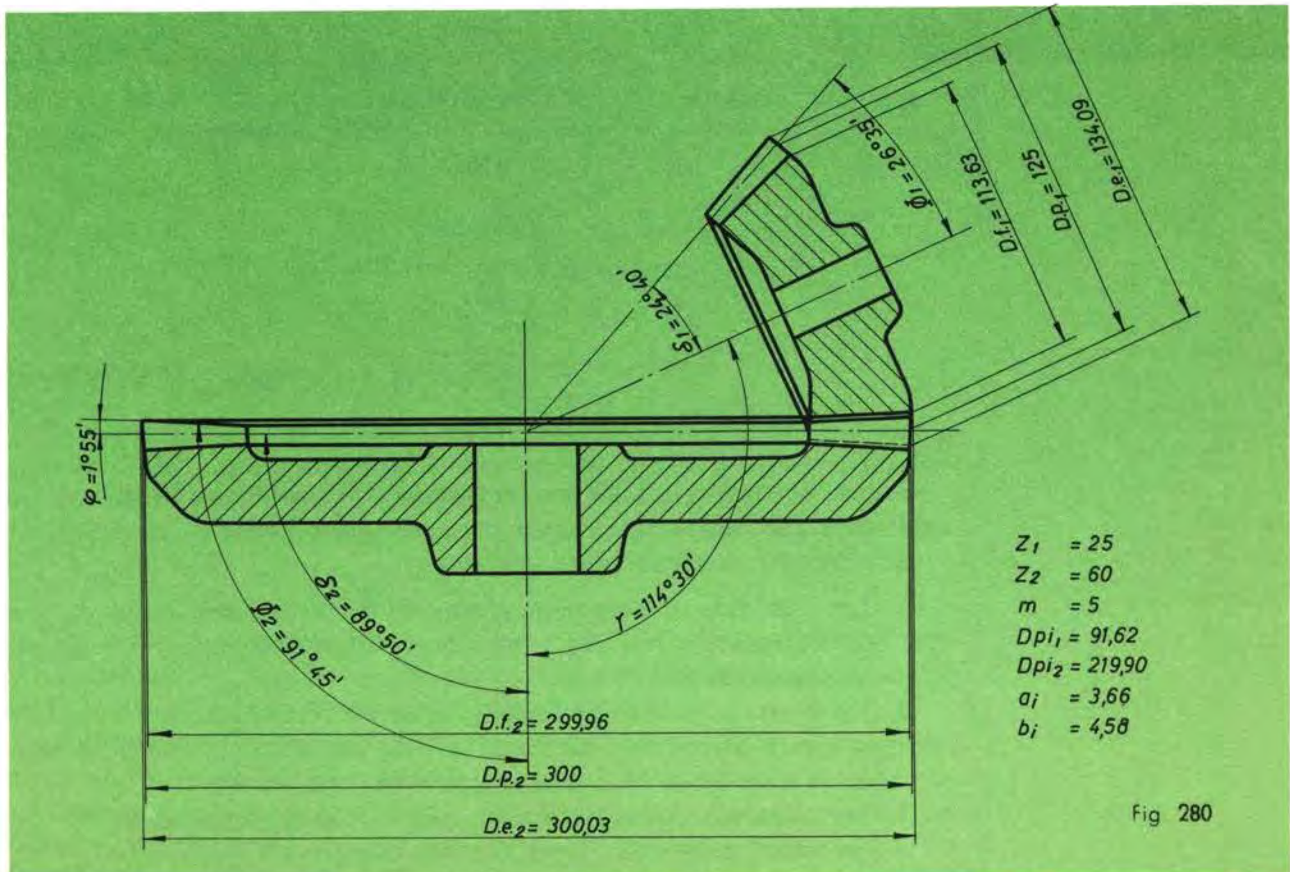


Fig 280

Igual nos ocurre respecto a los diámetros interiores o de fondo. Véalo:

$$D_{f1} = m\,(z_1 - 2'5 \cos \delta_1) = 5\,(25 - 2'5 \times 0'909) = 113'63$$

$$D_{f2} = m\,(z_2 - 2'5 \cos \delta_2) = 5\,(60 - 2'5 \times 0'003) = 299'96$$

(299'96, es decir, prácticamente los 300 mm del diámetro primitivo.)

$$g = \frac{D_p}{2 \operatorname{sen} \delta_1} = \frac{125}{2 \times 0'417} = 150$$

$$l = \frac{g}{3} = \frac{150}{3} = 50; \text{ o bien: } l = 8m = 8 \times 5 = 40 \text{ mm}$$

(Adoptaremos el último, siguiendo la tónica de las anteriores.)

Medidas interiores:

$$D_{pi1} = \frac{g - l}{g} D_{p1} = \frac{150 - 40}{150} \times 125 = 91'62 \text{ mm}$$

$$D_{pi2} = \frac{g - l}{g} D_{p2} = \frac{150 - 40}{150} \times 300 = 219'90 \text{ mm}$$

$$a_i = \frac{g - l}{g}\, a = \frac{150 - 40}{150} \times 5 = 3'66 \text{ mm}$$

$$b_i = \frac{g - l}{g}\, b = \frac{150 - 40}{150} \times 6'25 = 4'58 \text{ mm}$$

$$e_i = \frac{g - l}{g}\, e = \frac{150 - 40}{150} \times 7'85 = 5'75 \text{ mm}$$

Ahora, por favor, le rogamos centre un poco sus ideas a la vista de los resultados que hemos obtenido en estos tres problemas.

Si establece comparaciones observará:

1 Que a medida que aumenta el ángulo de inclinación de los dientes los diámetros exteriores e interiores van estando más próximos de los diámetros primitivos.

2 Que si este ángulo de inclinación es de 90° (como sucede en una rueda cónica plana) no existe más que un diámetro; es decir, los exteriores y de fondo se habrán confundido con aquél.

3 Que cuando los semiángulos primitivos son mayores de 90°, los conos complementarios tienen ángulos negativos.

4 Que cuanto mayor es el ángulo de inclinación de los dientes, mayor es la conicidad de éstos; o sea, mayor diferencia existe entre los addéndum (exterior e interior) y, por tanto, entre los deddéndum.
5 Por idénticas razones, los espesores internos —y por tanto los vanos— van siendo menores.

Compare los dibujos de las figuras para cerciorarse de lo que le dejamos dicho.

PERFIL DEL DIENTE

El perfil de los dientes de una rueda cónica es el mismo que ya estudiamos en las ruedas cilíndricas; pero para la elección de la herramienta o fresa que debe trabajarlos hemos de tener en cuenta lo mismo que ya dijimos al hablar de las ruedas helicoidales; esto es, que el perfil no corresponde a la rueda cilíndrica que tenga el mismo número de dientes.

Para conocerlo, utilizaremos la siguiente fórmula:

$$z = \frac{z_c}{\cos \delta}$$

En la que z = número de dientes que corresponde a una rueda cilíndrica de dientes rectos.

z_c = número de dientes de la rueda cónica que consideramos.

δ = semiángulo primitivo de la misma.

Así, por ejemplo: En una rueda cónica de 32 dientes, cuyo semiángulo primitivo es de 54°, debemos hacer el perfil de los dientes. Para ello emplearemos una fresa utilizada para hacer el perfil de una rueda cilíndrica de equis número de dientes. Por las tablas trigonométricas vemos que el coseno de 54° es 0'588.

Solución:

$$z = \frac{z_c}{\cos \delta} = \frac{32}{0'588} = 54 \text{ dientes}$$

MINIMO NUMERO DE DIENTES

En los engranajes de dientes cónicos es posible reducir más que en los cilíndricos el mínimo número de dientes, sin que se produzcan interferencias entre ellos.

Una fórmula simple para calcular este mínimo es la siguiente:

$$Z_{min} = Z_{min-r} \cdot \cos \delta$$

En la que Z_{min-r} representa el mínimo número de dientes en los engranajes cilíndricos, mínimo que puede usted encontrar en la tabla inserta en la página 272 de la lección 14 de especialización

Verbigracia: Queremos saber el mínimo número de dientes que puede tener un piñón cónico, cuyo ángulo de inclinación es $\delta_1 = 42° 30'$. La relación de transmisión es r = 0'4; ángulo de presión: $\Theta = 20°$ (según las últimas normas).

Solución: Buscamos en la tabla antedicha el mínimo número de dientes y vemos que corresponde para r = 0'4 un mínimo de 15.

A continuación, según las tablas trigonométricas, observamos que el cos 42° 30' es 0'737; luego:

$$Z_{min} = 15 \times 0'737 = 11'055 = 11 \text{ dientes}$$

RUEDAS CONICAS DE DIENTES RECTOS, INCLINADOS Y OBLICUOS

Este tipo de engranaje, cada día menos empleado, se caracteriza en que, como ya hemos dicho anteriormente, puede seguir una línea tangencial a la circunferencia interna del diente (rueda de dientes tangenciales) o bien tangencial a una circunferencia teórica que recibe el nombre de circunferencia base (figura 281).

El radio ϱ de esta circunferencia base tangencial depende del ángulo de inclinación del diente, que llamaremos β_m, y del diámetro externo de la rueda.

La fórmula que transcribimos a continuación nos da este radio:

$$\rho_c = (g - 0'5l) \text{ sen } \beta_m$$

Recuerde que g = generatriz, y l = longitud del diente.

Las ruedas cónicas de diente curvo obedecen a tres modelos básicos, según sea la curva que los caracteriza, a todos los cuales pasaremos revista:

a) De dientes helicoidales

En este modelo los dientes adoptan forma de hélice, lo mismo que vimos en las ruedas cilíndricas correspondientes.

Del mismo modo, debemos distinguir dos módulos y dos pasos; o sea

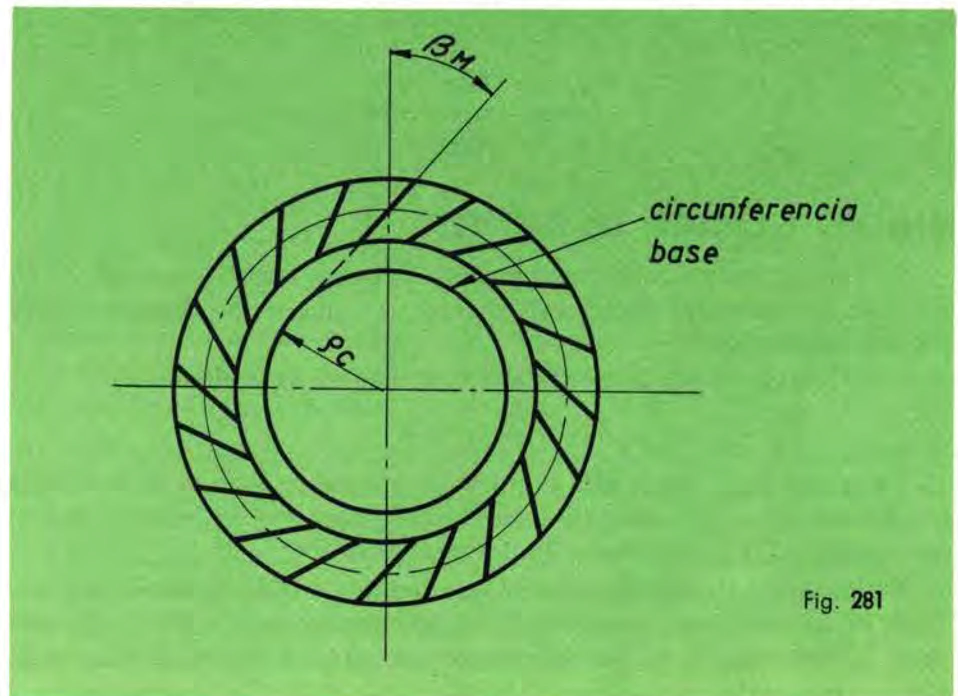


Fig. 281

el módulo normal m_n, o simplemente m, al que corresponde el paso normal p_n, o simplemente p, y el módulo circunferencial m_c, así como el paso circunferencial p_c.

Las relaciones entre estas medidas se ajustan a lo ya visto en los otros; es decir:

$$p = p_c \cos \beta \qquad m = m_c \cos \beta$$

b) De dientes en espiral (Gleason)

La forma de los dientes en este modelo sigue la configuración de arcos de círculo, cuyos centros se determinan según el dibujo de la figura 282, que numéricamente corresponde a la relación:

$$r = \frac{g_m}{\text{sen } \beta}$$

los cuales estarán sobre la circunferencia base cuyo radio es:

$$\rho_c = \frac{g_m}{\text{tg } \beta}$$

Observe, por favor, la citada figura 282 para disipar sus dudas.

Como ve, es bien fácil. Sobre la circunferencia base, que tiene por radio ρ_c a contar desde el centro de la rueda, se sitúan los centros de los arcos de diente, cuyo radio es, a su vez, el valor de *r*.

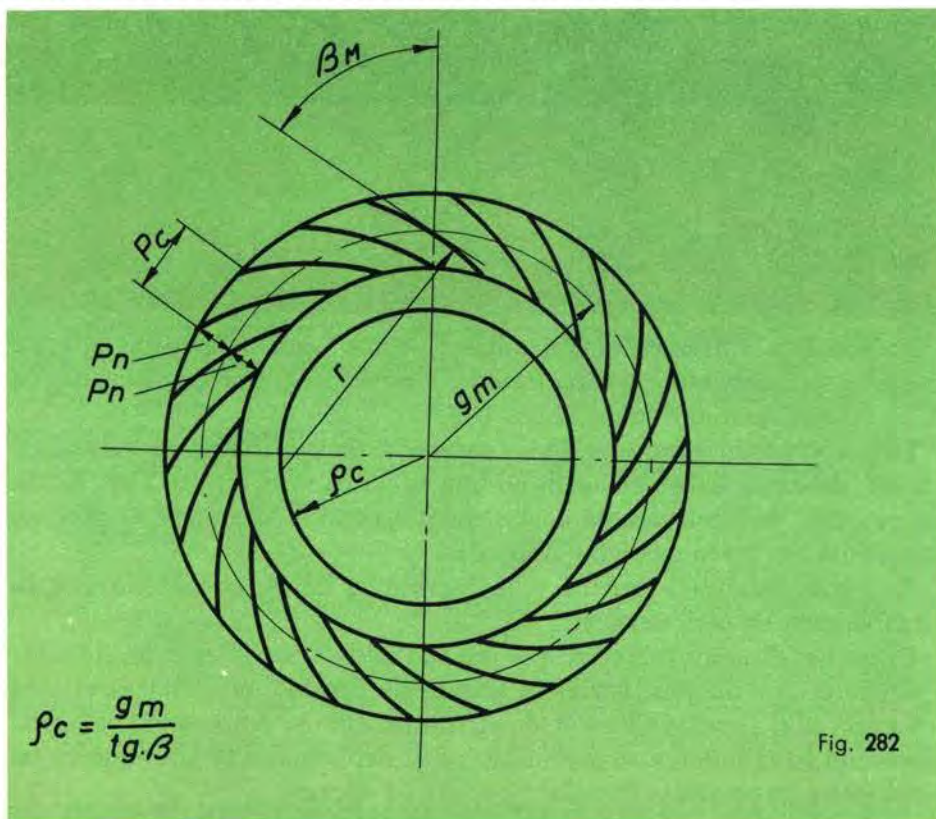


Fig. 282

c) DE DIENTES EN ARCO DE CÍRCULO, SISTEMA KLINGELNBERG

Es simplemente una variante del anterior. Los dientes siguen un arco de círculo, en donde la relación del radio ρ_c se establece en función de la generatriz media y el ángulo β según la fórmula:

$$p_c = g_m \cdot \cos \beta$$

La dentadura tiene altura constante, en contraposición a las anteriores. La figura 283 le ilustra sobre el particular.

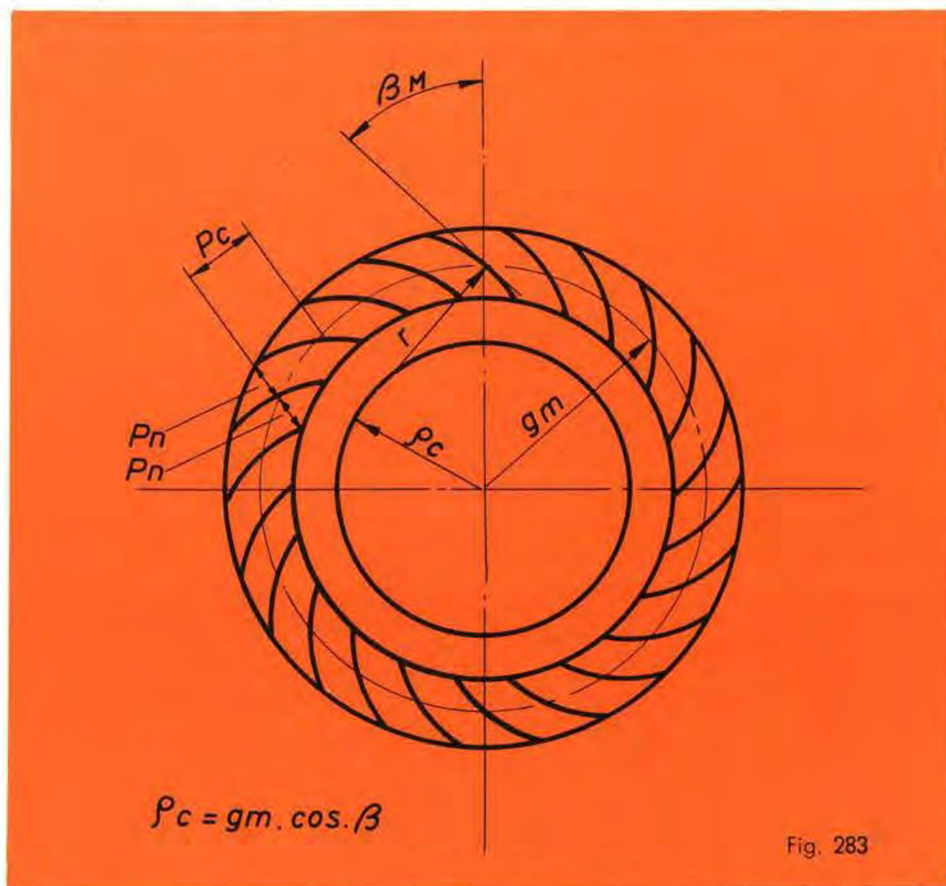


Fig. 283

No vamos a entrar en más detalles de estos tipos de engranaje, poco usados o que obedecen a características especiales, que nos llevarían a un verdadero tratado sobre ellos.

Empero, y más para ponerle en antecedentes que como un verdadero estudio, debemos hacer mención dé una práctica muy en uso cuya finalidad es evitar la interferencia de los dientes cuando se reduce el mínimo aconsejable en circunstancias normales.

En otras palabras, recurrir a la corrección de las ruedas, lo que ya mencionamos en otra ocasión.

Entre los diversos métodos que pueden adoptarse, tales como rebajar la altura de los dientes, variar el ángulo de presión, etc., quizás el más extendido es el sistema Gleason, en virtud del cual se aumenta el valor del addéndum en el piñón y se disminuye en el deddéndum (con lo que ya no se cumplen las medidas *standard* que usted conoce.

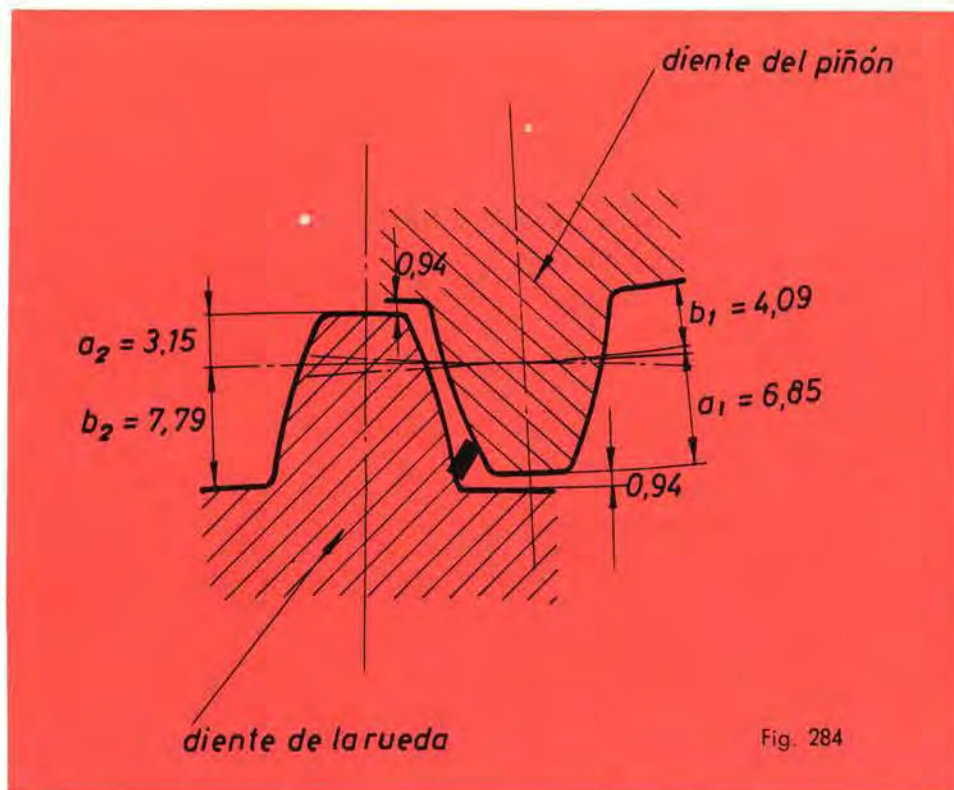


Fig. 284

En la figura 284 puede usted darse cuenta de esta variación, por lo demás muy extendida en los engranajes que constituyen los diferenciales de los automóviles.

Los valores del addéndum y deddéndum, para ángulo de presión $\Theta = 20^\circ$ según las últimas normas, quedan en este sistema modificados así:

Para la rueda: Addéndum: $a_2 = a_x \cdot m$
Deddéndum: $b_2 = 2'188\ m - a_2$
Para el piñón: Addéndum: $a_1 = 2m - a_2$
Deddéndum: $b_1 = 2'188\ m - a_1$

El valor a_x es un coeficiente variable, según sea la relación de transmisión. Las dos tablas que insertamos más adelante nos dan este valor; una para engranajes cónicos de dientes rectos sistema Gleason, y la otra para dientes curvos del mismo sistema.

Por lo demás, no es difícil aplicar este sistema, como podemos comprobar por el siguiente ejemplo:

Sea un engranaje de dientes rectos cuya relación es $r = 0'446$ ($z_1 = 25$; $z_2 = 56$). El módulo es 5.

Tendremos:

Para la rueda: Addéndum: $a_2 = a_x \cdot m = 0'63 \times 5 = 3'15$ mm
Deddéndum: $b_2 = 2'188\ m - a_2 = (2'188 \times 5) - 3'15 =$
$= 7'79$ mm
Altura del diente: $h_2 = a_2 + b_2 = 3'15 + 7'79 = 10'94$ mm
Para el piñón: Addéndum: $a_1 = 2\ m - a_2 = (2 \times 5) - 3'15 = 6'85$ mm
Deddéndum: $b_1 = 2'188\ m - a_1 = (2'188 \times 5) - 6'85 =$
$= 4'09$ mm
Altura del diente: $h_1 = a_1 + b_1 = 6'85 + 4'09 = 10'94$ mm

En donde vemos que las alturas respectivas de los dientes de la rueda y del piñón son idénticos.

Por otra parte, sabemos, por definición, que las circunferencias primitivas son tangentes y el addéndum y el deddéndum se cuentan a partir de ellas. Por tanto, las diferencias respectivas del addéndum de la rueda y el deddéndum del piñón, y el addéndum de éste con el deddéndum de aquél, constituirán los juegos de fondo respectivos.

O sea: $b_2 - a_1 = 7'79 - 6'85 = 0'94$ juego de fondo en el piñón

$b_1 - a_2 = 4'09 - 3'15 = 0'94$ ídem en la rueda.

En donde observamos que los juegos de fondo también son iguales.

COEFICIENTE a_x PARA HALLAR EL ADDENDUM DE LA RUEDA CONICA
(de dientes rectos, sistema Gleason)

Relación de transmisión $r = \frac{z_1}{z_2}$	Coeficiente a_x	Relación de transmisión $r = \frac{z_1}{z_2}$	Coeficiente a_x
Hasta 0'146	0'54	De 0'704 a 0'719	0'77
De 0'146 a 0'208	0'55	0'719 a 0'735	0'78
0'208 a 0'260	0'56	0'735 a 0'751	0'79
0'260 a 0'293	0'57	0'751 a 0'763	0'80
0'293 a 0'328	0'58	0'763 a 0'775	0'81
0'328 a 0'359	0'59	0'775 a 0'787	0'82
0'359 a 0'387	0'60	0'787 a 0'800	0'83
0'387 a 0'415	0'61	0'800 a 0'813	0'84
0'415 a 0'440	0'62	0'813 a 0'826	0'85
0'440 a 0'463	0'63	0'826 a 0'840	0'86
0'463 a 0'485	0'64	0'840 a 0'855	0'87
0'485 a 0'507	0'65	0'855 a 0'860	0'88
0'507 a 0'529	0'66	0'869 a 0'877	0'89
0'529 a 0'549	0'67	0'877 a 0'893	0'90
0'549 a 0'568	0'68	0'893 a 0'900	0'91
0'568 a 0'588	0'69	0'900 a 0'917	0'92
0'588 a 0'606	0'70	0'917 a 0'926	0'93
0'606 a 0'625	0'71	0'926 a 0'943	0'94
0'625 a 0'641	0'72	0'943 a 0'952	0'95
0'641 a 0'658	0'73	0'952 a 0'962	0'96
0'658 a 0'676	0'74	0'962 a 0'971	0'97
0'676 a 0'690	0'75	0'971 a 0'980	0'98
0'690 a 0'704	0'76	0'980 a 0'999	0'99
		1'000	1'00

COEFICIENTE a_x PARA HALLAR EL ADDENDUM DE LA RUEDA CONICA
(de dientes curvos, sistema Gleason)

Relación de transmisión $r = \frac{z_1}{z_2}$	Coeficiente a_x	Relación de transmisión $r = \frac{z_1}{z_2}$	Coeficiente a_x
Hasta 0'143	0'46	de 0'709 a 0'730	0'66
De 0'143 a 0'219	0'47	0'730 a 0'746	0'67
0'219 a 0'275	0'48	0'746 a 0'763	0'68
0'275 a 0'315	0'49	0'763 a 0'781	0'69
0'315 a 0'354	0'50	0'781 a 0'793	0'70
0'354 a 0'387	0'51	0'793 a 0'813	0'71
0'387 a 0'420	0'52	0'813 a 0'826	0'72
0'420 a 0'448	0'53	0'826 a 0'840	0'73
0'448 a 0'476	0'54	0'840 a 0'855	0'74
0'476 a 0'502	0'55	0'855 a 0'869	0'75
0'502 a 0'526	0'56	0'869 a 0'885	0'76
0'526 a 0'549	0'57	0'885 a 0'900	0'77
0'549 a 0'571	0'58	0'900 a 0'917	0'78
0'571 a 0'595	0'59	0'917 a 0'926	0'79
0'595 a 0'613	0'60	0'926 a 0'943	0'80
0'613 a 0'637	0'61	0'943 a 0'952	0'81
0'637 a 0'658	0'62	0'952 a 0'971	0'82
0'658 a 0'675	0'63	0'971 a 0'980	0'83
0'675 a 0'694	0'64	0'980 a 0'999	0'84
0'694 a 0'709	0'65	1'000	0'85

En la figura 285, con sus acotaciones pertinentes, representamos un engranaje sistema Gleason para diferencial de automóvil.

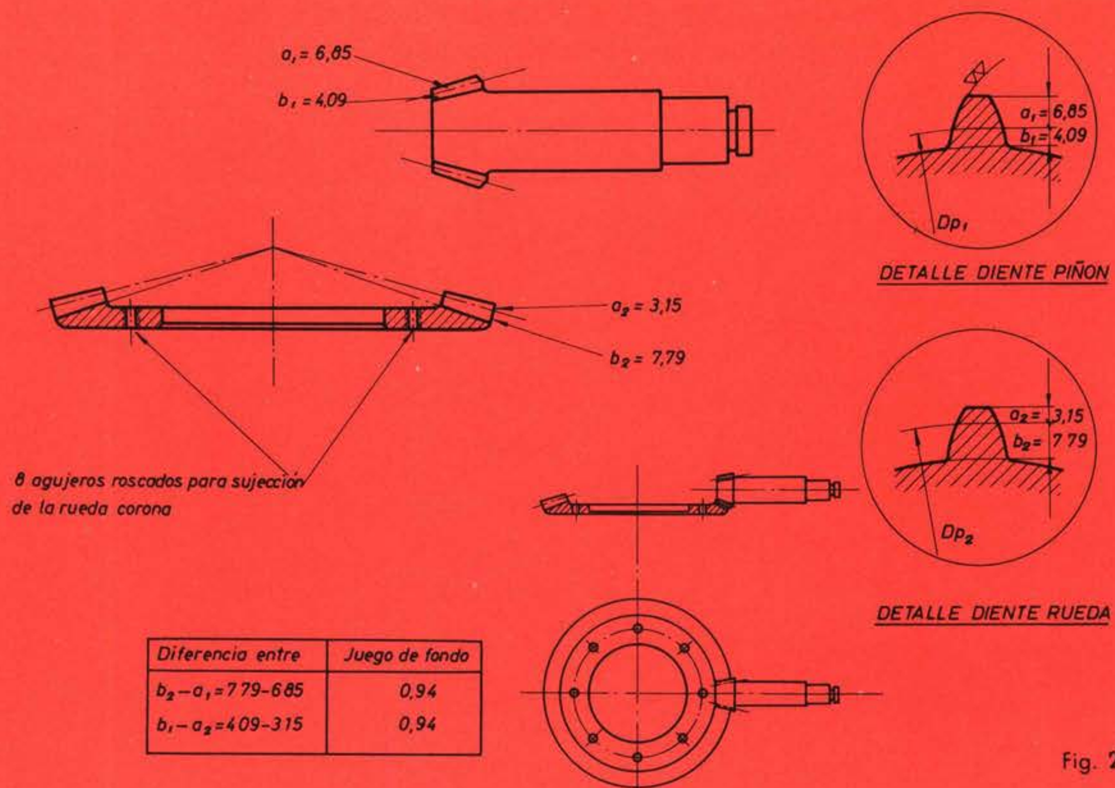
Observe los perfiles de los dientes de la rueda y el piñón, que hacemos figurar en detalle aparte.

ENGRANAJES HIPOIDES

En cierto modo, los engranajes hipoides son una variante de los engranajes cónicos; pero así como en éstos los ejes se cortan, en los engranajes hipoides se cruzan.

La diversa disposición de sus dientes permiten un engrane en forma axial, no central —ver figura 286—, lo que permite reducir la altura máxima del juego.

Además, se logra también un movimiento silencioso a condición de que la construcción sea esmerada y disponga de un buen baño de lubricante.



Diferencia entre	Juego de fondo
$b_2 - a_1 = 7{,}79 - 6{,}85$	0,94
$b_1 - a_2 = 4{,}09 - 3{,}15$	0,94

Fig. 285

Fig. 286

Hallar las dimensiones de estos engranajes, así como su relación de transmisión, resulta muy laborioso, en razón a los ángulos de inclinación de los dientes y la distancia de corrimiento axial respecto de la disposición central.

No vamos, pues, a entrar en detalles sobre este particular .

Diremos, eso sí, que suelen construirse del mejor acero, al igual que los tipos precedentes, y que su empleo está muy difundido en la industria del motor (automóviles, camiones, etc.).

RUEDAS DE CADENA

En síntesis, las ruedas de cadena son verdaderos engranajes, de construcción más simple y menos costosa, toda vez que no engranan entre sí, sino con los eslabones que constituyen aquéllas.

Las ruedas de cadena se ajustan a dos tipos esenciales:

Ruedas para cadena de rodillos; y

Ruedas para cadena articulada.

Cualquiera que sea el tipo de rueda empleado, es conveniente que su perfil se adapte a la forma del eslabón de la cadena, siguiendo sus sucesivas posiciones en el desenvolvimiento de la malla.

De todas formas, podemos distinguir, como en las ruedas de engrane propiamente dichas, un diámetro primitivo, y los correspondientes exterior e interior y el paso.

En la figura 287 tiene usted esquemáticamente representada una rueda de cadena con sus principales acotaciones.

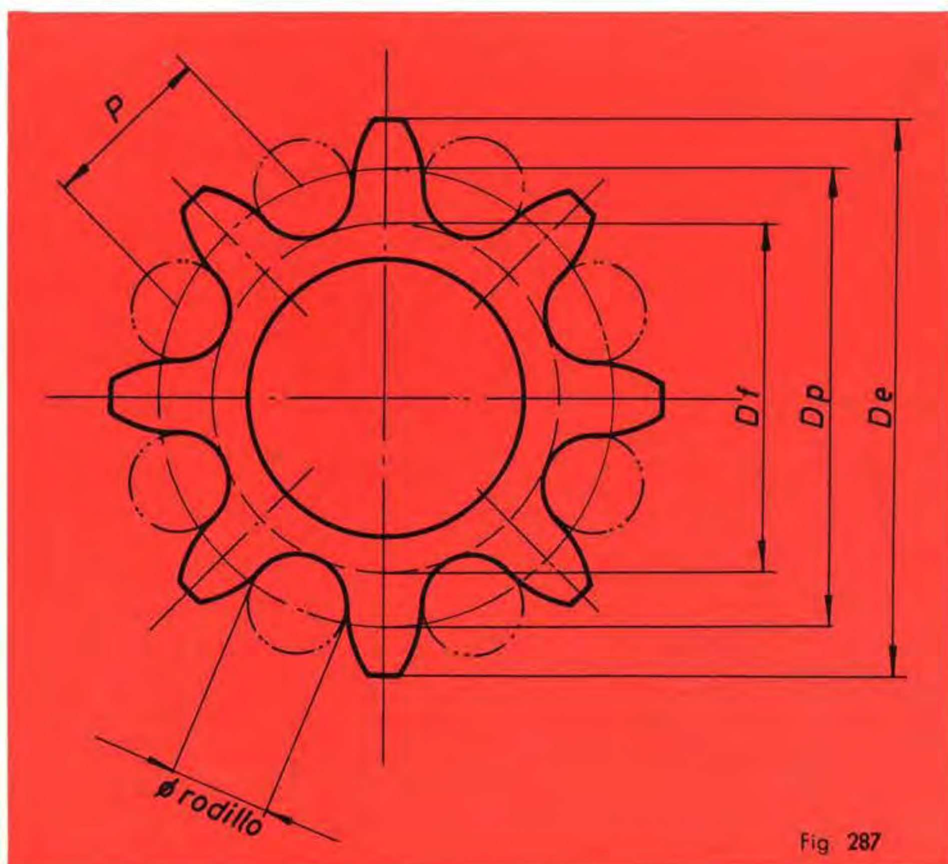
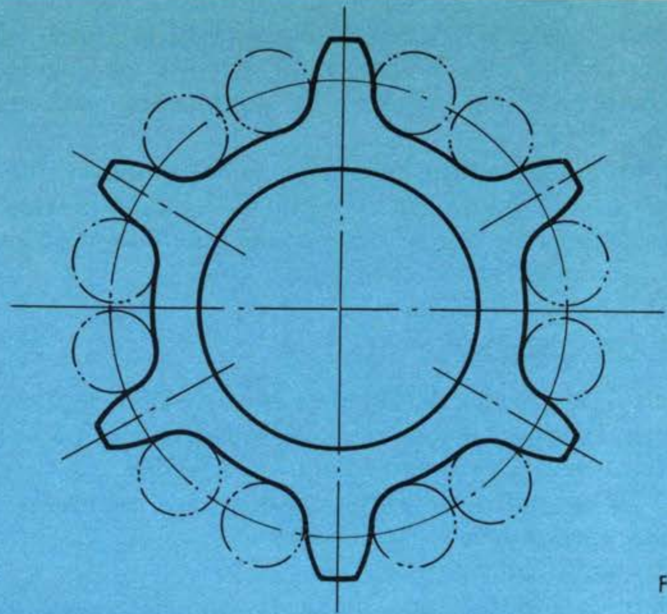
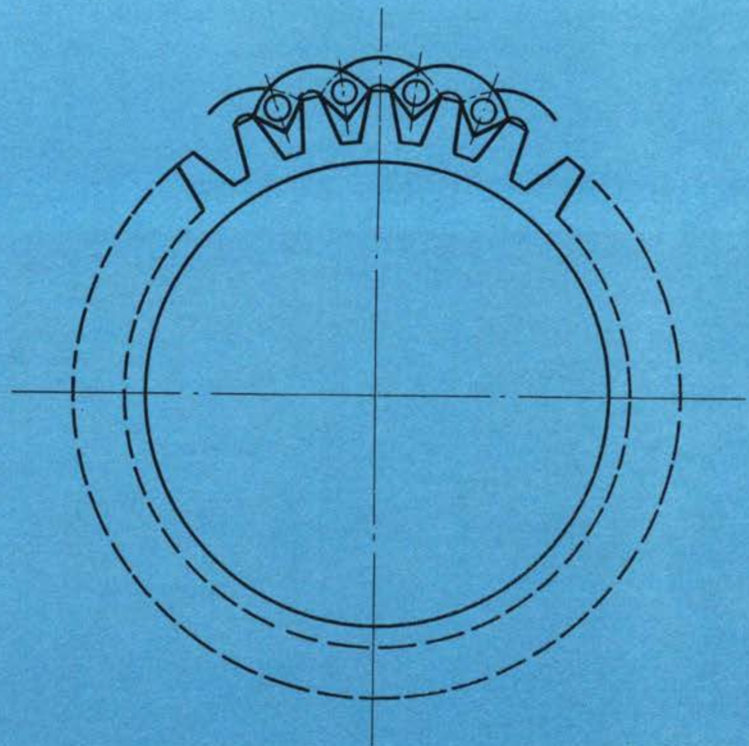


Fig. 287


Fig. 288


Fig. 289

Corresponde al tipo de rueda para cadena de rodillos equidistantes o normal. La figura 288 representa, en cambio, una rueda para rodillos gemelos.

Por último, la rueda de la figura 289 es del tipo de transmisión articulada.

Sugerimos que repase cuanto dijimos sobre la transmisión de cadena en el capítulo correspondiente.

Para el cálculo de la rueda de rodillos equidistantes podemos emplear las siguientes fórmulas base:

$$2\delta = \frac{360^\circ}{z} \; ; \; D_p = \frac{p}{\operatorname{sen} \delta} \; ; \; D_e = D_p + d ; \; D_f = D_p - d$$

No hace falta que aclaremos el significado de estas letras, salvo para indicar que 2δ es el ángulo comprendido entre centro y centro de dos dientes consecutivos, o bien, entre centro y centro de dos vanos; es decir, la abertura de un paso.

En cuando a *d*, es el diámetro del rodillo.

Las siguientes fórmulas base resuelven cualquier problema:

RUEDAS DE RODILLOS GEMELOS

$$2\delta = \frac{360^\circ}{z} \; ; \; \operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{sen} \delta}{\frac{c}{c'} + \cos \delta} \; ; \; D_p = \frac{c'}{\operatorname{sen} \alpha}$$

$$D_e = D_p + d \; ; \; D_f = D_p - d$$

c = distancia de centro a centro de rodillos gemelos
c' = distancia entre centro y centro de los pernos de un eslabón

RUEDAS PARA CADENA ARTICULADA

$$D_p = \frac{p}{\operatorname{sen} \frac{180}{z}} \; ; \; z = \frac{180^\circ}{\operatorname{arco\ sen} \frac{p}{D_p}}$$

$$p = D_p \operatorname{sen} \frac{180^\circ}{z} \; ; \; D_e = p\,(0'6 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z})$$

$$D_f = D_p - d \; ; \; l = 0'95\ l' - 0'25$$

l' = longitud eficaz del rodillo (interna).

APLICACIONES DE LOS ENGRANAJES

Como final de esta lección, en la que dejamos completado el estudio de los engranajes, vamos a darle unas nociones sobre las aplicaciones de los engranajes.

TREN DE ENGRANAJES. Recibe este nombre la combinación de dos o más ruedas de engrane destinadas a transformar un movimiento.

Un par de ruedas dentadas, o bien una rueda y un piñón, representan el caso más simple de tren de engranajes. La rueda o piñón que transmite

el movimiento se llama conductora o motriz; la rueda o piñón que recibe este movimiento se denomina, como usted sabe, conducida.

Entre los trenes de engranajes constituidos por más de dos elementos debemos mencionar los siguientes:

— De ejes fijos.
— Desplazables.
— Basculantes.
— Planetarios.
— Cambios de velocidad (propiamente dichos).

Trenes de engranajes de ejes fijos. En este sistema se disponen sucesivamente las ruedas como indica la figura 290. En cada eje montan dos ruedas, una conductora y otra conducida, habiendo, por consiguiente, tantos pares de ruedas como ejes disponga el tren, menos dos (la primera y la última), aunque a veces también son pares por razones de montaje.

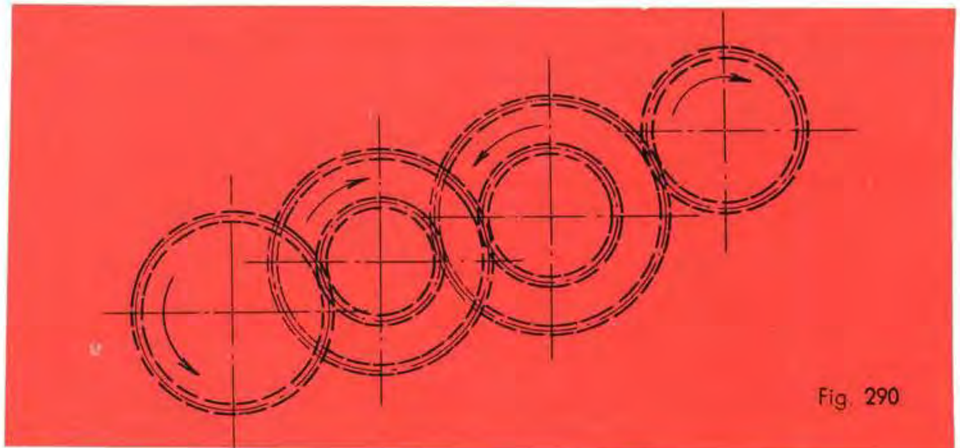


Fig. 290

La primera rueda conductora transmite el movimiento a la primera conducida, la cual, al moverse sobre su eje, hace girar a su vez a su pareja, que por recibir el movimiento a través del eje también debemos denominar rueda conductora. Ésta, engranando con la segunda conducida (del tercer eje), transmite, a través del árbol, el movimiento a la tercera conductora, y así sucesivamente.

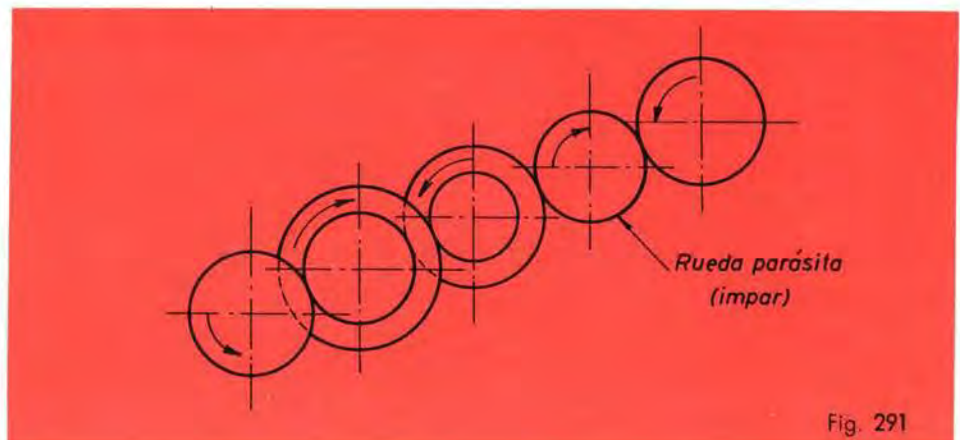


Fig. 291

En la figura 291 se representa un tren de ejes fijos en el que se han introducido una o varias ruedas que hacen a la vez de conductora y conducida, y que no ejercen ninguna influencia en la velocidad de rotación de las restantes ruedas, aunque sí en el sentido de giro.

En efecto, la introducción de una de estas ruedas — llamadas parásitas — o varias, en número impar, hace cambiar el sentido de giro que tendría el conjunto de no existir tales ruedas.

Si el número de ruedas parásitas es par, la rotación del tren se verifica en el mismo sentido que tendría si no hubiera rueda parásita alguna. (Figura 292.)

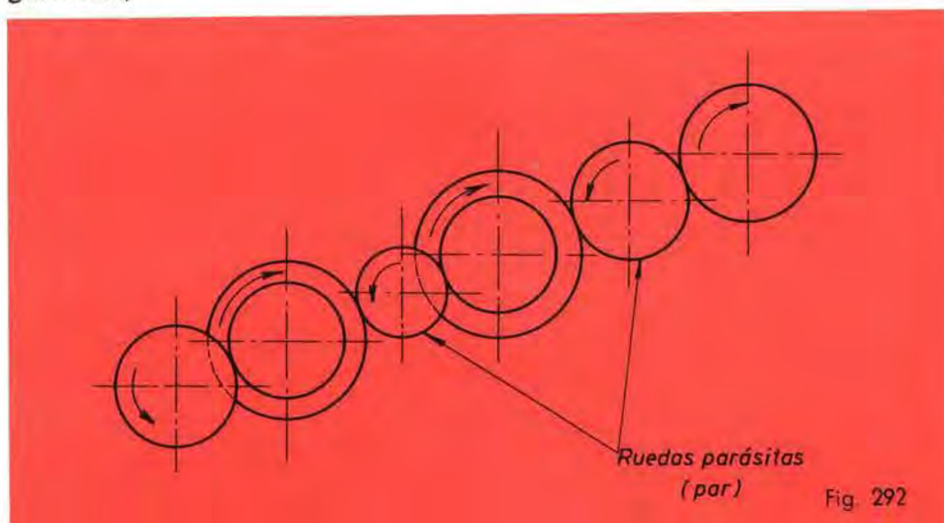


Fig. 292

Usted preguntará: Entonces, ¿para qué el empleo de ruedas parásitas?

La explicación es muy sencilla. Su introducción en un tren puede permitir cubrir la distancia existente entre las transmisiones.

Los trenes de engranajes de ejes fijos se utilizan profusamente en máquinas herramientas (como tornos, sierras, etc.), reductores y multiplicadores de velocidad y otras disposiciones industriales.

Relación de transmisión y sentido de giro. La relación de transmisión en un tren de engranajes se entiende por la relación entre el último eje conducido y el primer eje conductor.

Para ello se multiplica el número de dientes de todas las ruedas conductoras y se divide por el producto de las conducidas.

Veamos un ejemplo. Tenemos un tren de engranajes constituido por cuatro ruedas conductoras y otras cuatro conducidas. Las conductoras tienen los siguientes números de dientes: 25, 40, 50 y 50; las conducidas, 20, 30, 25 y 40.

La relación de transmisión será:

$$r = \frac{25 \times 40 \times 50 \times 50}{20 \times 30 \times 25 \times 40} = 4'166 \text{ (multiplicador de velocidad)}$$

Las ruedas parásitas no introducen modificación alguna; por tanto no se cuentan a la hora de hacer el cálculo.

El sentido final de giro será:

Igual al de la primera rueda conductora si el número de ejes es impar.

En sentido contrario si el número de ejes es par.

Para este cómputo sí se cuentan los ejes de las ruedas parásitas.

TREN DESPLAZABLE. La figura 293 le ilustra sobre este particular. Las ruedas van montadas en los ejes de forma tal que pueden sustituirse unas por otras, con lo que se modifica la transmisión de velocidad.

Como el módulo de las ruedas ha de ser el mismo, el número de dientes estará en función de los diámetros de las mismas. Por tanto, para llevar a cabo una sustitución es preciso hacerlo en las dos ruedas que engranan, a fin de conservar en todo momento la tangencia entre sus circunferencias primitivas.

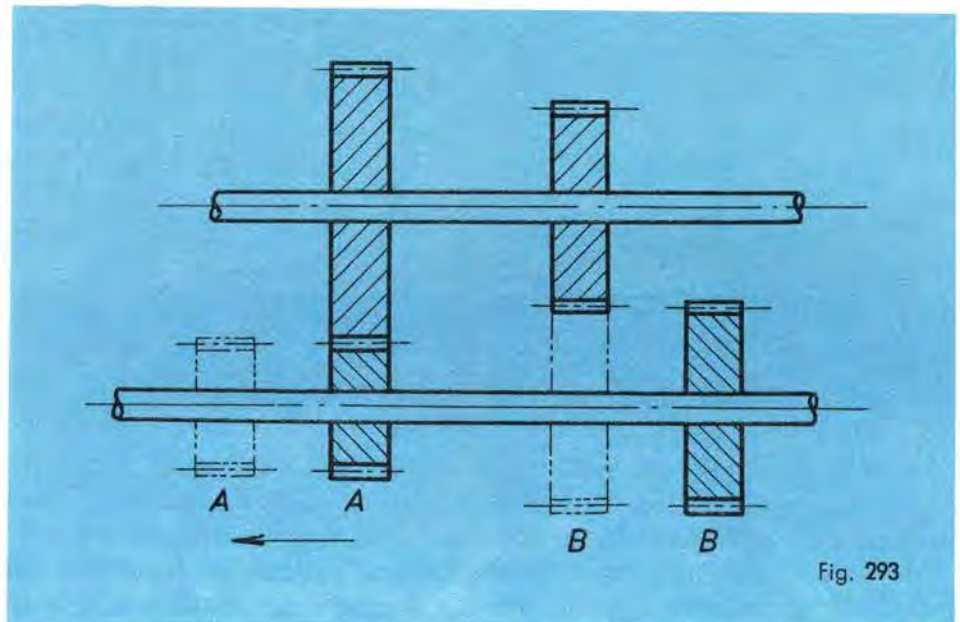


Fig. 293

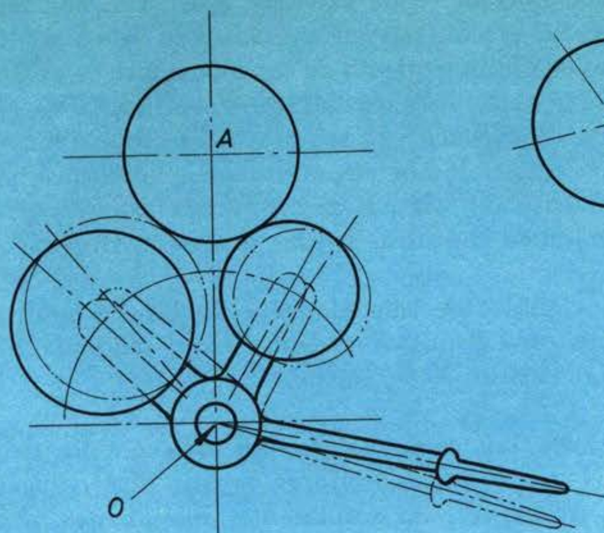
TREN BASCULANTE. El tren basculante es en realidad una variante del anterior.

Sobre un soporte o bastidor se dispone un tren constituido por dos o más ruedas (figura 294), las cuales pueden desplazarse mediante una pequeña rotación del soporte alrededor del punto O, haciendo que una u otra rueda del tren engrane con la rueda fija A, que recibirá el movimiento.

En esta disposición se logra variar la relación de transmisión, y también el sentido de giro.

TREN PLANETARIO. Este sistema se funda en el hecho de que una o varias de las ruedas que constituyen el tren no giran sobre ejes estáticos, sino que estos pueden adoptar diversas posiciones alrededor de otra rueda central, de modo que el engrane entre la rueda central y las de los ejes móviles se verifica a todo lo largo de su circunferencia.

Nada mejor para comprender esto que fijarse en la figura 295, en donde A es la rueda central y B y C dos ruedas que giran sobre ejes móviles.



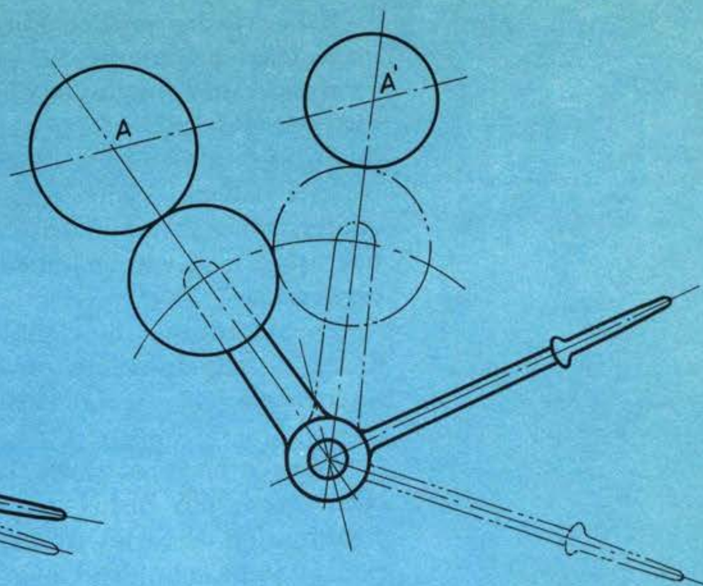
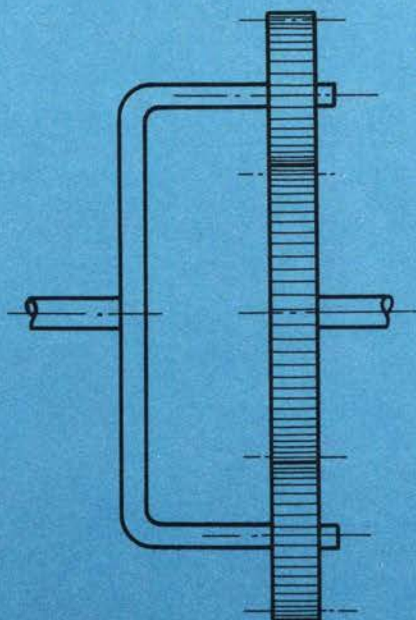


Fig. 294

Tren basculante de dos ruedas móviles y una fija.

Tren basculante de una rueda móvil y dos fijas.



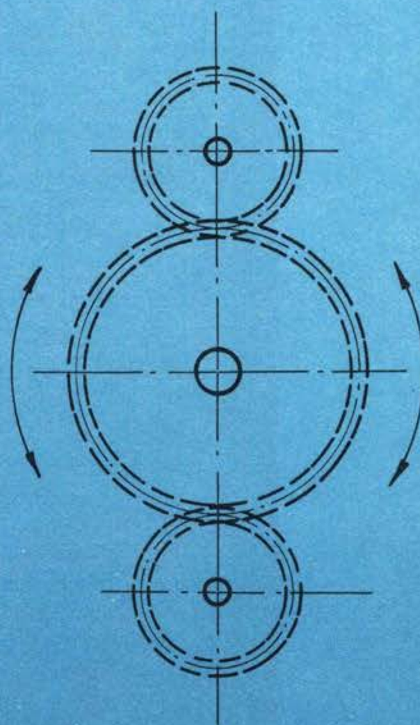


Fig. 295

Estas ruedas reciben el nombre de satélites, por su semejanza con un sistema planetario. En efecto, por su engrane con la rueda madre (central), están dotadas de un movimiento de rotación sobre su eje; como éste puede desplazarse en torno a la rueda central, permite a las ruedas satélites un movimiento de traslación, o sea, alrededor de aquélla.

Este sistema es muy empleado por sus múltiples aplicaciones, puesto que el poder variar la posición relativa de las ruedas satélites permite que éstas, a su vez, engranen con otras ruedas que estén situadas en la periferia.

En mecanismos de cambios de velocidades, reductores y multiplicadores, es muy apreciada esta disposición, dado el alto rendimiento que se consigue.

CAMBIOS DE VELOCIDADES. Los comúnmente llamados cambios de velocidades, basados en los mecanismos anteriores, no son otra cosa que la combinación de varios trenes, ya sean desplazables, basculantes, planetarios o mixtos, a fin de obtener en el árbol de salida diferentes velocidades de rotación, manteniendo constante la velocidad del eje motor.

En la figura 296 le ofrecemos el esquema de una caja de velocidades, con las diferentes combinaciones que pueden lograrse (léase diferentes velocidades) con sólo variar la posición de dos de sus trenes.

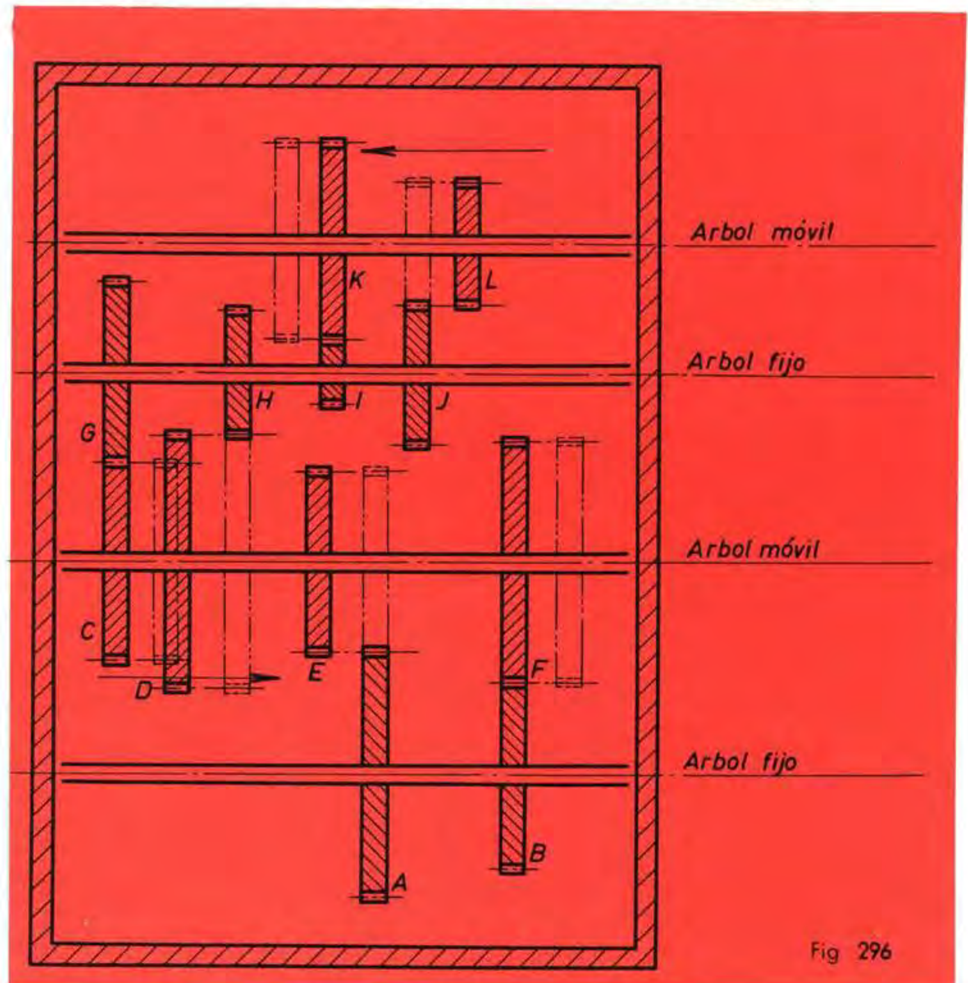


Fig 296

Prácticas de dibujo mecánico 14

TRAZADO DE UN ENGRANAJE CONICO

Vamos a proceder al trazado de un engranaje (conjunto de rueda y piñón) cónico de dientes rectos normales, de ejes en ángulo agudo.

Para ello disponemos de los siguientes datos.

$D_{p1} = 40$ mm	$d = 15$ mm (diámetro de los ejes)
$D_{p2} = 100$ mm	$d' = 25$ mm (diámetro exterior del cubo)
$m = 3$ mm	$\delta_1 = 20^\circ$
$a = 3$ mm	$\delta_2 = 50^\circ$
$b = 3'75$	$l = 24$ mm
$h = 6'75$	

Comenzaremos por trazar los ejes de ambas ruedas, cuyo ángulo será la suma de los semiángulos primitivos δ_1 y δ_2. Por tanto de 70°.

Los ejes X - X' e Y - Y' serán, respectivamente, los ejes del piñón y de la rueda. (Figura 297.)

A continuación trazamos dos líneas paralelas a ambos ejes: la línea T - T' paralela al eje Y - Y', separada de él una distancia equivalente al radio primitivo de la rueda (100 : 2 = 50 mm); y la línea Z - Z' paralela al eje X - X', separada 20 mm (radio primitivo del piñón).

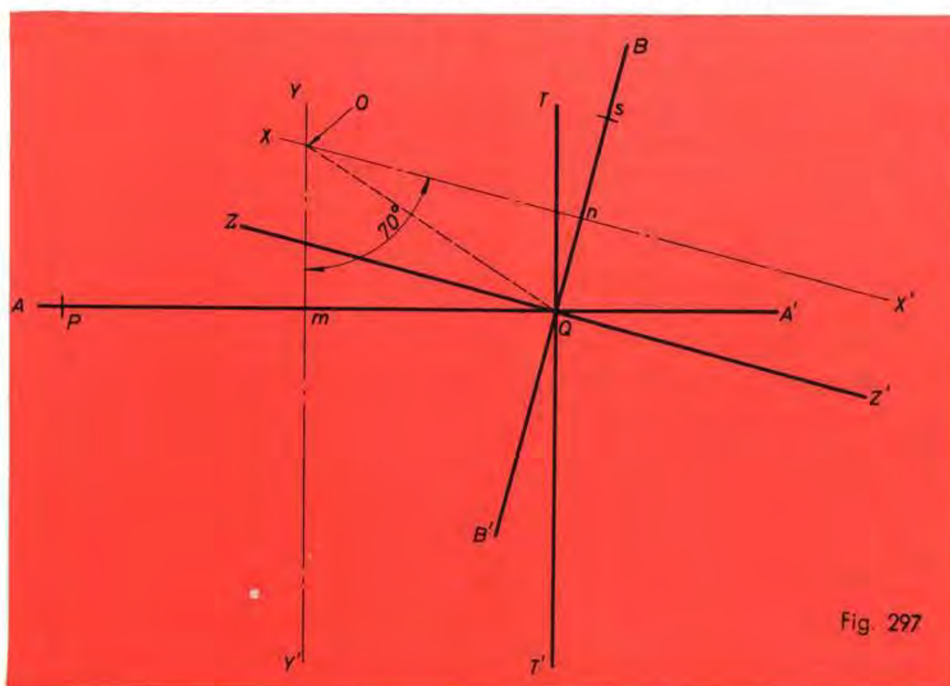


Fig. 297

Desde el punto de intersección Q trazaremos, ahora, dos perpendiculares: A - A', al eje Y - Y'; B - B', al eje X - X'.

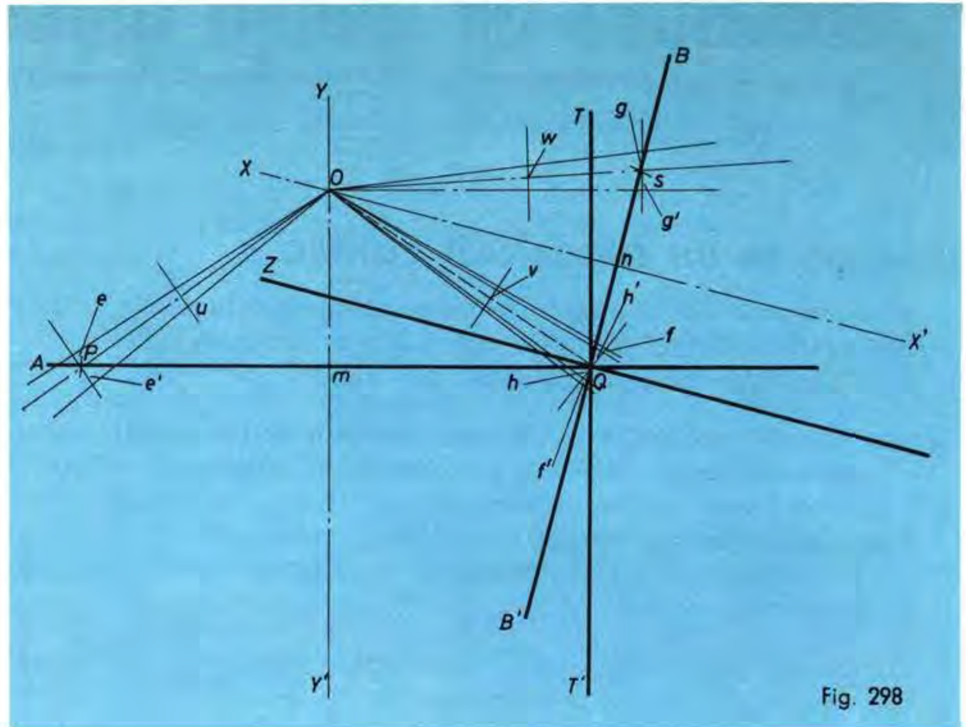


Fig. 298

Al mismo tiempo, desde el indicado punto de intersección Q, dibujamos el eje que une este punto con O, eje que limitará los conos primitivos del piñón y de la rueda.

Ahora, haciendo centro en el punto m (en que se cruzan A - A' con Y - Y') y con radio igual a la distancia m - Q, señalemos el punto p.

La misma operación hacemos desde el punto n (de intersección de B - B' con X - X') y con radio igual a n - Q, señalando el punto s.

Uniendo los puntos *p* y *s* con el centro O, tendremos trazados los conos primitivos opuestos de las dos ruedas.

Desde estos mismos puntos, y perpendiculares a las líneas que acabamos de trazar (que representan los conos primitivos), dibujamos otras líneas, de pequeña longitud; y con la medida del addéndum (3 mm) señalamos, hacia el exterior de los conos primitivos, los puntos *e* y *f*, que señalan los límites del addéndum del piñón.

Igualmente, hacia el interior, y siempre sobre las pequeñas líneas trazadas sobre los puntos *p* y *s*, señalaremos, con medida del deddéndum (3'75 mm), los puntos *e'*, *f'*, *g'*, *h'*.

Las líneas que unen todos estos puntos con el centro O señalarán los conos exteriores e interiores de la rueda y el piñón.

Otra vez con centro en los puntos *p* y *s*, y ahora sobre la línea de los conos primitivos, señalaremos otros tres puntos, *u*, *v* y *w*; puntos que trazaremos con radio igual a la longitud del diente (24 mm).

Las perpendiculares trazadas desde estos puntos indicarán la extremidad interior de las ruedas.

Para terminar, quedan por señalar los gruesos de las coronas, que, al igual que en los engranajes cilíndricos, suelen tener aproximadamente 0'8 h (en este caso, pues, 0'8 × 6'75 = 5'40 mm).

Dibujando los agujeros de los cubos, según las medidas acostumbradas, habremos completado el dibujo, que, como usted puede ver, hemos desarrollado en tres esquemas para mayor claridad.

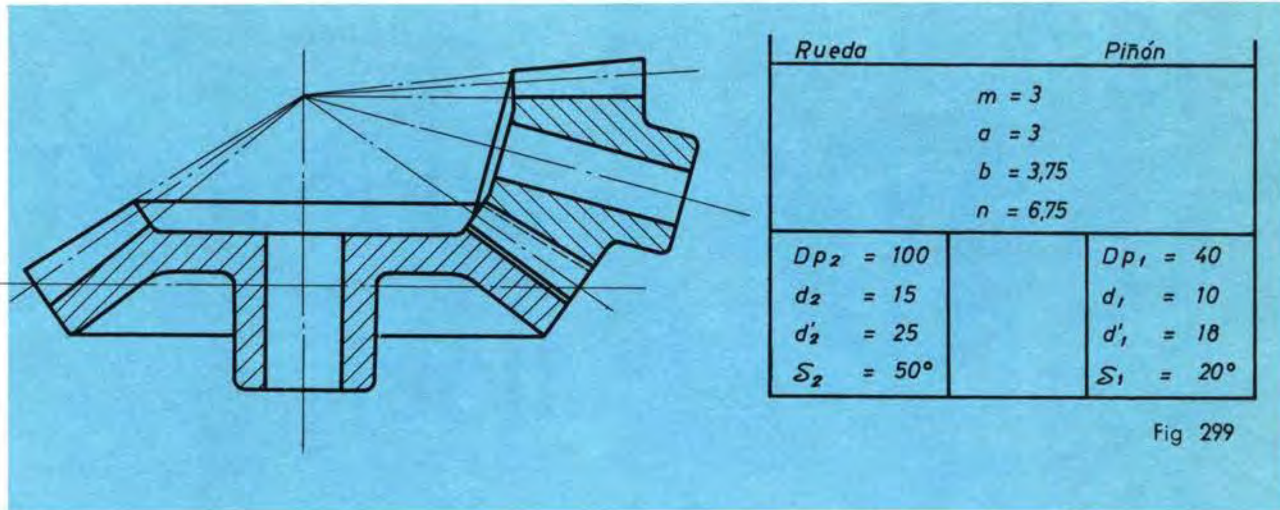


Fig 299

DM } 32
DG }

Proyectar es fácil

17



AFHA

MECANICA

EXAMEN FINAL

PROYECTISTA MECANICO

EXAMEN FINAL

PROYECTISTA MECANICO



EXAMEN FINAL-REALIZACION DE UN PROYECTO COMPLETO

CONSIDERACIONES DE FIN DE LOS ESTUDIOS

Nos encontramos otra vez, alumno amigo, ante un final de etapa en sus estudios, final que, en esta ocasión, es definitivo.

Estamos ahora ante el dilema de comprobar si, en efecto, somos o no acreedores al título de delineante proyectista.

Estamos seguros de que sentirá usted satisfacción ante esta realidad. Y más, desde luego, si con los ejercicios que vamos a desarrollar ante usted llega a este convencimiento; convencimiento que debe ser total, sin ambajes ni concesiones, sin flaquezas y sin engañarse a sí mismo, ya que este engaño sólo iría en su propio perjuicio.

Ahora bien, antes de dar comienzo a esta confrontación deseamos que preste la debida atención a lo que vamos a decirle, que estamos seguros que ha de tener para usted una importancia no despreciable para el momento en que decida abrazar como suya propia esta profesión, iniciando así su nueva carrera profesional con el vigor y el orgullo del que tiene la convicción de haber elegido bien.

Una de las claves del éxito, no lo olvide, radica en la confianza en sí mismo, en la confianza personal.

No lo dude. Entre dos personas igualmente capacitadas, pero dotada sólo una de ellas de seguridad en sí mismo, es hacia ésta que se inclinará el éxito. Es más, incluso en el supuesto de que no se halle tan bien preparada como la otra. ¿Por qué? Porque sabe adónde va; porque tendrá una visión amplia de las cosas; porque tendrá fe ciega en su triunfo.

Fíjese, sin embargo, que hemos dicho «no se halle tan bien preparada»; no que esté mal o medianamente preparada.

Y no hemos hecho esta afirmación sólo porque la falta de conocimientos habría de llevarle, irremisiblemente, al fracaso, sino también porque es humanamente imposible tener CONFIANZA EN SÍ MISMO si no se apoya en algo tangible, como es el saberse en posesión de unos conocimientos amplios y firmemente adquiridos que permitan afrontar cualquier dificultad con todos los pronunciamientos a su favor. En una palabra, en tener conciencia de su propio valer. En todo caso, sería sólo la confianza propia de un inconsciente.

Y esta confianza, alumno amigo, hay que tenerla en todo instante, ¡ahora mismo! AFHA, como siempre, vela por usted. Y por eso llega el momento de decirle que el Curso que acaba usted de finalizar no es un mero curso de delineante proyectista; es algo más.

Fieles a nuestro lema: «El delineante proyectista debe ser el brazo derecho del ingeniero», hemos ampliado, sin que usted lo supiera, y en la medida aconsejable, los conocimientos exigibles a un delineante proyectista. Hemos incluido fórmulas y razonamientos sobre maquinaria que se salen de los habituales. Hemos profundizado un poco más sobre las ma-

terias que usted debe tratar; le hemos llevado, en una palabra, a un estudio más completo de todas ellas, y así hemos suplido, en la medida de lo posible, la labor propia de sus superiores.

Con ello no hemos pretendido convertirle en otra cosa, ni siquiera empujarle y entrometerle en la labor de terceros; sino, simplemente, darle unos conocimientos que han de contribuir en grado superlativo a la afirmación de los básicos imputables a su profesión.

Y así vamos a actuar, en consecuencia, en estos ejercicios finales.

En cualquier oficina técnica, el ingeniero o técnico mecánico le daría muchos más datos de los que vamos a darle. Pero esto no le importe; más vale pecar por exceso que por defecto.

¿Verdad que ahora se siente más optimista? Lo sabíamos. Pero cuidado, una cosa es tener confianza en sí mismo, y otra muy distinta exceso de confianza. No vaya ahora a caer en este extremo. ¡Sería muy peligroso!

Y recuerde que el propio valer se demuestra con hechos, no con palabras más o menos ampulosas. Por otra parte, nuestra batalla —su batalla— empieza cada día; y cada día debe saldarse con puntuación positiva, siempre dispuestos a corregir posibles errores, con prestancia y con naturalidad. Sin falsos orgullos heridos, porque el error es humano y humanos somos.

Tampoco olvide que estamos en la era de la especialización y que cada día se exigirá más de nosotros. El estudio, la constancia y el continuo aprendizaje deben ser su norma de hoy en adelante. Sólo así podrán sonreirle en su vida profesional las mieles del triunfo.

Y ahora, dispóngase a calibrar sus fuerzas.

Pero hágalo con norma, sentido y disposición resuelta. Recuerde que todavía es un alumno y que, como tal, es conveniente circunscribirse a los mejores dictados pedagógicos. Esto es, al arte de enseñar para obtener los mejores resultados, o —lo que es lo mismo, poniendo la oración por pasiva— el arte de aprender con el máximo provecho y con el mínimo esfuerzo posible.

Por todo ello, le rogamos siga nuestro consejo. Interrumpa aquí la lectura de esta lección-ejercicio. Tome, en su lugar, los libretos que constituyen las lecciones desde la 16 a la 31 inclusive y, sosegadamente, sin prisas, leyendo despacio para asimilar mejor, reléalas una a una. No le importe el conocer su contenido. Su lectura total contribuirá a fijar sus conocimientos, e incluso le descubrirá facetas nuevas que ahora usted no sospecha. Le hará fácil, también, la discriminación de sus diferentes materias; y cuando hagan referencia a algún punto estudiado en la primera parte del Curso (lecciones 1 a 15) que pueda inducirle a dudas, no lo pase por alto. Hágase con la lección o concepto correspondiente y repáselo de nuevo, incluso en el caso de que aun sabiéndolo o recordándolo, le haya costado un trabajo sentar sus ideas sobre la materia en cuestión.

El éxito de su vida profesional depende, en parte, del entusiasmo con que se entregue a su trabajo. Y este entusiasmo solamente puede perdurar cuando se conoce bien la profesión, cuando su trabajo no le exige un continuo esfuerzo, una constante búsqueda y repaso de materias y pormenores estudiados. El esfuerzo tan sólo debe quedar para

nuevas prácticas, nuevos aprendizajes que le lleven a una ampliación y perfeccionamiento en su carrera.

Y a lo dicho. Haga aquí punto y lea detenidamente, con conocimiento de causa, las lecciones antedichas. *Sin omitir nada.* Después, continúe con la presente.

¿Ya está? ¿Ha seguido nuestro consejo? Si es así, nos alegramos de ello.

Considérese ya en la oficina técnica y vayamos a los ejercicios. Vamos a desarrollar un gran proyecto. Pero no todo vamos a hacerlo nosotros; usted también tomará parte en ellos.

EJERCICIO DE CAPACITACION Y EXAMEN

PROYECTO

Se trata de realizar el anteproyecto de un motor de explosión de marcha rápida (entre 3.500 y 4.000 r.p.m.), de cuatro tiempos y de una potencia nominal de 10 HP, provisto de dos cilindros. El combustible utilizado es aceites ligeros (gasolina).

El motor debe ir equipado de árbol de levas para accionar las válvulas de admisión y escape.

El cigüeñal debe estar previsto para disponer de dos gorrones o puntos de apoyo.

Se nos ha encomendado el diseño y cálculo de las piezas, conjuntos parciales y conjunto total de la parte esencial del motor; esto es, bloque de cilindros, con sus válvulas, émbolos, bielas, cigüeñal, árbol de levas, cárter y elementos complementarios. Se nos darán los datos precisos para todo ello.

Entre estos datos indudablemente figurarán los relativos a la cilindrada del motor (diámetro y carrera), con los cuales operaremos con la prestancia propia del caso.

Pero vamos aquí a hacer una salvedad. Puesto que se trata de un anteproyecto, vamos a suponernos que han dejado este detalle en nuestras manos.

PLANTEAMIENTO

En primer lugar, vamos a ordenar nuestras ideas, lo que equivale a decir que debemos proceder a una clasificación de las diferentes partes del anteproyecto. A la vista del croquis del conjunto que nos han dado (figura 1), procederemos en consecuencia.

En seguida, ordenaremos los conjuntos parciales y sus piezas esenciales de acuerdo con el siguiente cuadro. Pero no; le rogamos que antes piense un poco. Observe el croquis. Medite. Estamos seguros de que es usted capaz de sacar conclusiones.

Si es así, apunte éstas en un papel, y luego compruébelas con nuestras propias anotaciones.

Conjuntos parciales	Piezas esenciales
Cilindros-cárter	Cilindros (dos) Cárter Culatas (dos) Cojinetes (cuatro)
Pistón-biela	Pistones (dos) Bielas (dos)
Cigüeñal	Cigüeñal Volante Rueda de engrane
Arbol de levas	Arbol de levas Rueda de engrane Válvulas (cuatro)

En esencia, pues, éstos son los conjuntos parciales y las piezas clave de nuestro rompecabezas. Ahora es necesario proceder al estudio de cada pieza, de forma que después se ensamblen perfectamente, no sólo en los conjuntos parciales antes apuntados, sino también en el conjunto total.

Si procedemos por riguroso orden, acometeremos en primer lugar el cálculo y diseño de las piezas constitutivas del primer conjunto parcial, o sea el de «Cilindros-cárter».

Sin embargo, si procedemos con un poco de sentido común, nos damos cuenta de que es preferible dejar este estudio para más adelante, en razón de que el cárter es común a ambos cilindros y aloja en su interior la mayor parte de los otros conjuntos parciales.

Por tales motivos, es preferible empezar por estos otros.

Y así lo haríamos, en efecto, si nos hubieran dado todos los datos esenciales. Pero recuerde que, en nuestro caso particularísimo, han omitido los correspondientes al diámetro y a la carrera, por lo que nos apresuramos a hallarlos.

No queremos desbrozarle totalmente el camino, puesto que puede usted encontrar los datos que precisamos en las lecciones del Curso, las que suponemos que, siguiendo nuestro consejo, habrá usted leído, o mejor dicho releído.

Le diremos, eso sí, que en nuestro anteproyecto nos inclinaremos por adoptar valores medios cuando se trate de aplicar cifras consignadas en tablas.

CILINDROS

DIÁMETRO DE LOS CILINDROS. De la fórmula que nos da la potencia nominal, despejaremos D (diámetro).

Y escribiremos:

$$D = \sqrt{\frac{75 \cdot t \cdot P}{m \cdot p_m \cdot v \cdot n}}$$

Y, una vez buscados los valores correspondientes, sustituiremos éstos en la fórmula y calcularemos

$$D = \sqrt{\frac{75 \cdot 4 \cdot 10}{0'785 \cdot 4'5 \cdot 10 \cdot 2}} = 6'5 \text{ cm} = 65 \text{ mm}$$

Suponemos que nos sigue usted bien, y que no ha tenido dificultad en hallar los valores encontrados.

CARRERA. Habiendo adoptado, en la fórmula anterior, una determinada velocidad del émbolo (v), es obvio que el número de revoluciones por minuto dependerá del mayor o menor recorrido de aquél, o sea, de su carrera; la cual, por otra parte, debe ajustarse, respecto al diámetro del cilindro, a una relación comprendida entre 1 y 1'5 para motores veloces; es decir que $B = \frac{C}{D} = 1'0$ a $1'5$.

Si fijamos previamente en 3.500 el número de revoluciones por minuto, despejando c de la fórmula $v = \frac{c \cdot r}{3.000}$ que usted conoce, encontraríamos:

$$C = \frac{v \cdot 3000}{r} = \frac{10 \cdot 3000}{3500} = 8'5 \text{ cm} = 85 \text{ mm}$$

cuya relación B sería $B = \frac{c}{D} = \frac{85}{65} = 1'3$

que resulta correcta.

Por tanto, pues: Diámetro = 65 mm; carrera = 85 mm.

Puede ocurrir, sin embargo, que nuestro jefe, a la vista de los resultados obtenidos y por razones propias, desee disminuir la relación a fin de obtener una mayor velocidad de rotación. La corrección no ofrecería, naturalmente, ninguna dificultad, bien sea partiendo de una relación prefijada, o bien de un número de revoluciones mayor. En ambos casos, la carrera sería menor que la encontrada.

Pero vamos a dar por buenos los resultados obtenidos, puesto que, de todas formas, resultan correctos.

Y demos ya paso al estudio y diseño de las piezas y sus respectivos conjuntos o grupos parciales.

PRIMER CONJUNTO: GRUPO EMBOLO-BIELA

Empezaremos por el cálculo y diseño de las dos piezas fundamentales de este conjunto: el émbolo y la biela.

Observando la figura 1 del croquis, vemos que se trata de émbolos del tipo de buzo abierto, propios para motores de simple efecto (como el que estudiamos) y de cabeza plana.

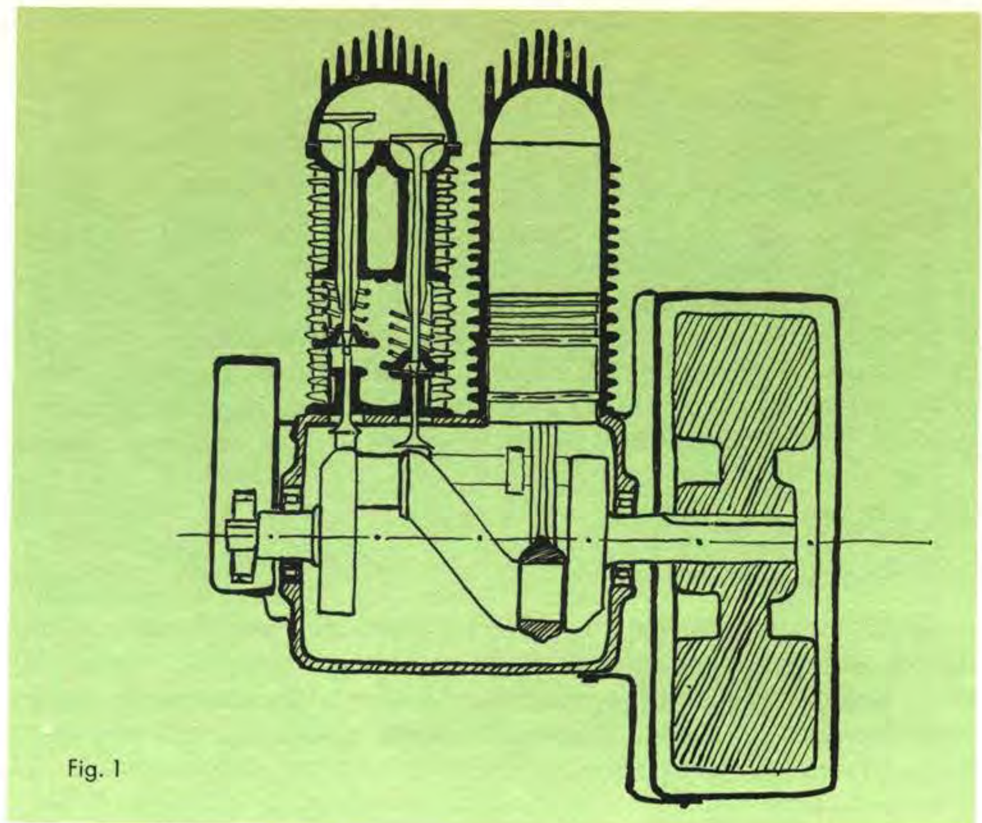


Fig. 1

No poseen más características diferentes que la de llevar en su falda un segmento o anillo rasca-aceite — por lo demás muy común en estos émbolos, ya que permite levantar el aceite del cárter para la lubricación con más facilidad —.

Veamos las dimensiones.

Recuerde que, generalmente, los émbolos poseen mayor juego en su parte alta; es decir, desde el fondo de la cabeza hasta el último anillo (descontando el de abajo, naturalmente). Esta parte alta adopta una ligera conicidad.

El diámetro, pues, en su parte más alta será:

$$65 \text{ mm} - 0'01\ D = 65 - 0'65 = 64'35 \text{ mm}$$

para adquirir, más allá del último anillo de la parte superior,

$$65 \text{ mm} - 0'001\ D = 65 - 0'06 = 64'94 \text{ mm}$$

medida que conservará ya hasta el límite inferior.

Las demás dimensiones interesantes se desglosarán así:

Longitud total	$L = 1'3\ D = 65 \times 1'3 = 84'5$ mm
L_1	$L_1 = 0'63\ D = 65 \times 0'63 = 40'9$ mm
Grueso fondo cab	$s = 0'07\ D = 65 \times 0'07 = 4'5$ mm
Altura hasta la garganta . .	$h = 0'08\ D = 65 \times 0'08 = 5'2$ mm
Ø agujero bu'	$d = 0'27\ D = 65 \times 0'27 = 17'5$ mm
Interior .	$l = 0'38\ D = 65 \times 0'38 = 24'7$ mm = 25 mm

45°

1

ø 64,35

5,2

3

3

4,5

4,5

6

3

84,5

ø 17,5 +0,018 0

H7/m6

41

25

4,5

3

15

ø 64,94

Material Fundición gris

2 piezas

E	Pistón o émbolo	PB-1		
1:1				

Fig. 2

SEGMENTOS

Como podemos observar por el croquis, se trata de insertar cuatro segmentos, más el que va en la parte inferior, total cinco.

Los dos primeros son del tipo de compresión, de forma cilíndrica.

El tercero, también de compresión, es del modelo llamado de chaflán.

El cuarto y el inferior corresponden al tipo rasca-aceite, en su modalidad de segmento ranurado, que, como usted sabe, son los más idóneos para levantar el aceite.

Medidas de los tres segmentos de compresión. Dado su diámetro, comprendido entre 50 y 75 mm, debemos considerar un espesor de 2'6 mm y una altura de 3 mm.

Los segmentos rasca-aceite tendrán las siguientes características:

Espesor	2'6 mm
Altura	4'5 mm
Borde	0'8 × 0'8
Longitud de ranura	11 mm
Número de ranuras	8

Sabido esto, podemos señalar que la distancia entre segmento y segmento será de 3 mm; es decir, igual a la altura de los segmentos de compresión.

Añadiremos aquí un dato interesante, la profundidad de las ranuras del émbolo, que será igual al espesor de los segmentos más 0'3 a 0'5 mm.

Podremos, pues escribir:

Profundidad ranuras . . . . $t = 2'6 + 0'4 = 3$ mm
Grosor pared lateral . . . . $S_1 = 2\,t = 2 \times 3 = 6$ mm (parte superior)
idem . . . . . $S_2 = t$ aprox. $= 3$ mm (parte inferior)

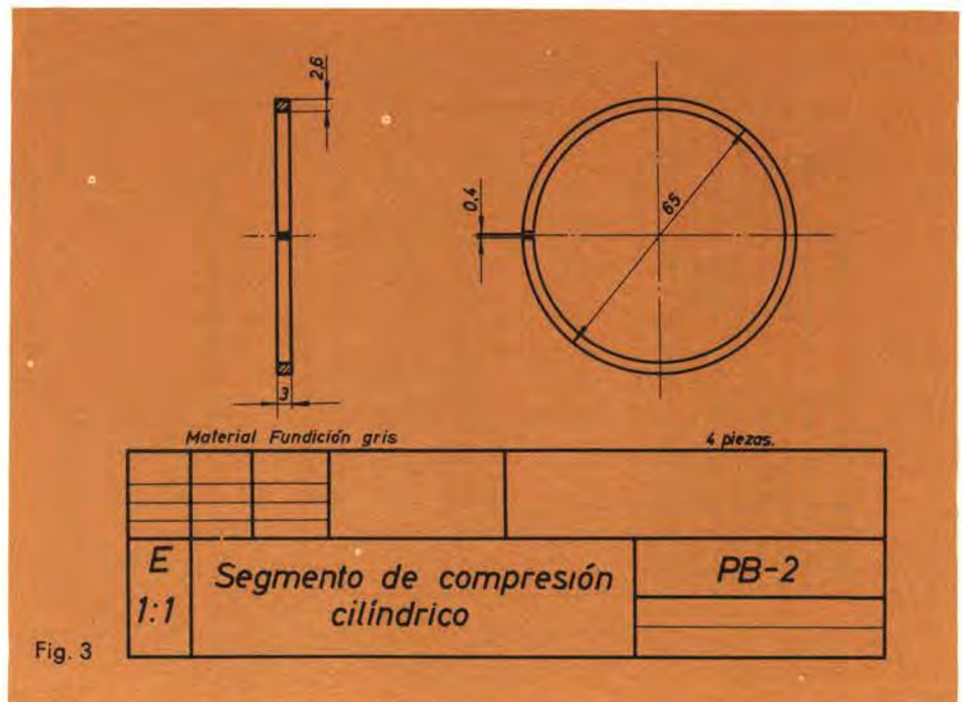


Fig. 3

NOTA. Los planos han sido dibujado originariamente a la escala en ellos indicada. Las reducciones obedecen a necesidades de compaginación.

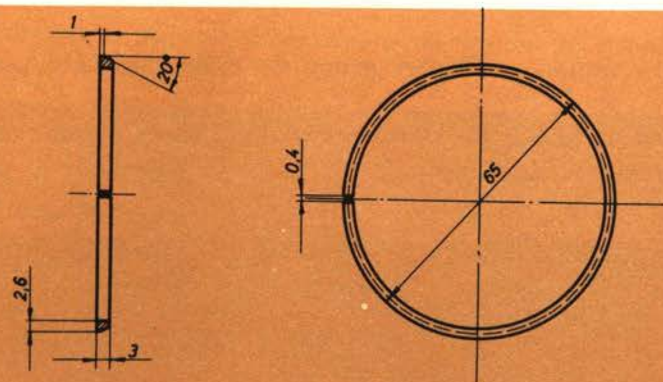


Fig. 4

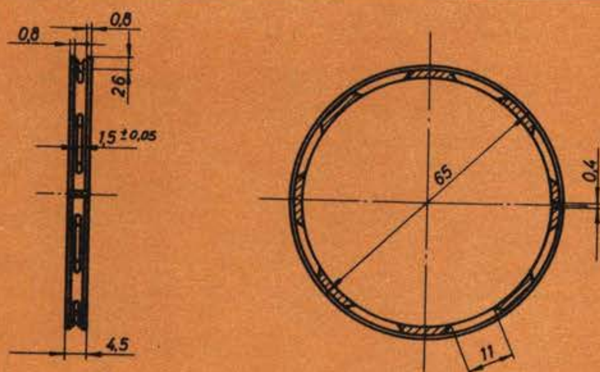


Fig. 5

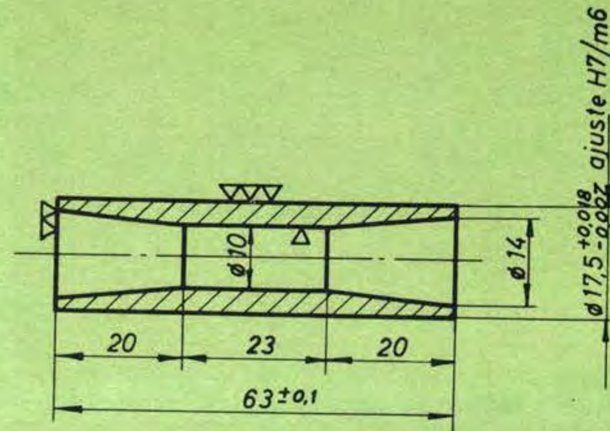
BULON

Adoptaremos, para mayor simplicidad, un bulón cilíndrico, cuyo diámetro será de 17'5 mm, con una tolerancia de + 0'018 mm y — 0'007 mm, para un ajuste de H7/m6. Corresponde al agujero del émbolo, según las tablas, una tolerancia de + 0'018 y 0.

Las figuras 2 (émbolo), 3 (segmento de compresión cilíndrico), 4 (segmento de compresión con chaflán), 5 (segmento rasca-aceite) y 6 (bulón), constituyen las piezas del conjunto del émbolo, que, en unión de las siguientes que corresponden a la biela, forma el total de este conjunto

parcial que hemos venido en llamar grupo de émbolo-biela o pistón-biela.

Observe en la descripción los datos correspondientes al número de piezas que comprende cada conjunto, así como el material de fabricación.



Material Acero especial (superficie cementada y rectificada) 2 piezas

E.

1:1

Bulón

PB-5

Fig. 6

Y vamos con la biela.

BIELA

Según el croquis de que disponemos, así como los datos del problema, vemos que se trata de una biela para alta velocidad, y por tanto muy ligera. Su vástago tiene forma de doble T a fin de darle la consistencia y rigidez que precisa.

El vástago va unido a la cabeza de la biela, dividida en dos mitades, una de las cuales constituye el sombrero.

La cabeza irá provista de un cojinete partido de acero templado y rectificado, como es corriente en estos diseños. El grado de ajuste debe ser H7/h6.

El ojo de la biela, es decir, la cabeza que se articula con el émbolo,

va revestido interiormente de un casquillo de bronce ajustado en orden de H7/n6.

Mat. Acero al carbono
2piezas
E
1:1
Cojinete de la cabeza
PB-8
45°
45°
90°
23

Fig. 7

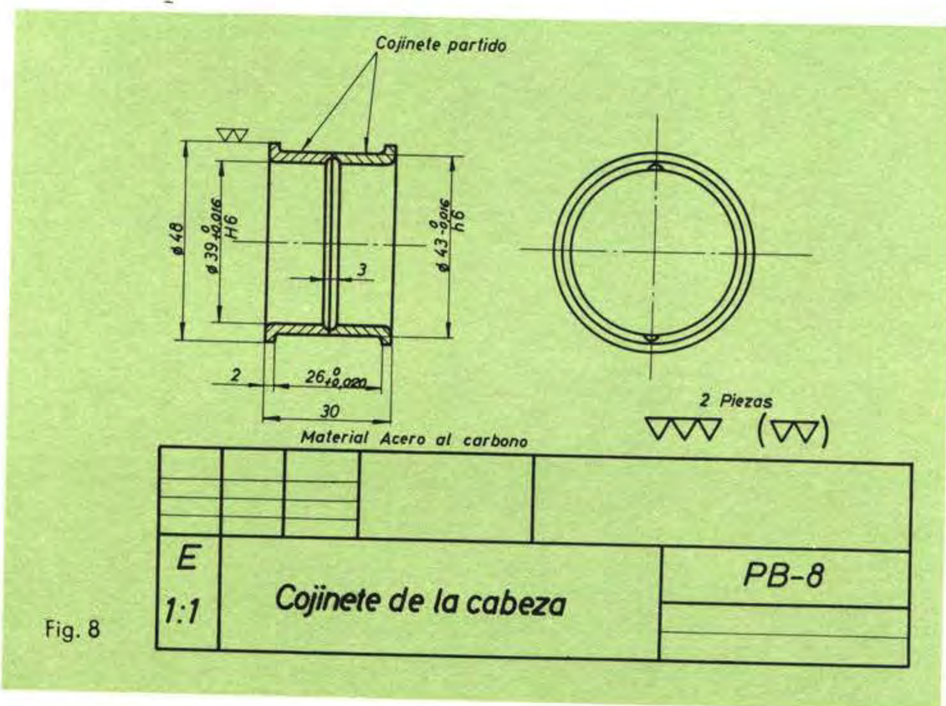


Fig. 8

Y ahora, para proceder a su diseño, vamos a calcular sus dimensiones de acuerdo con la tabla que le dimos en la lección 23 para bielas de velocidad.

Tenga presente que los valores consignados en la tabla están referidos a dos factores: el diámetro del émbolo (que llamábamos M) y la carrera (designada con la letra C).

DIMENSIONES DE LA BIELA

Longitud de centro a centro de las cabezas	$L = 2\,C = 2 \times 85 = 170$ mm
Diámetro interno cabeza biela, comprendido el cojinete o casquillo de fricción	$D = 0'6\,M = 65 \times 0'6 = 39$ mm
Diámetro del ojo de la biela	$d_1 = 0'25\,M + 4 = 0'25 \times 65 + 4 = 20$ mm
Diámetro de los tornillos o bulones para la sujeción de las dos mitades de la cabeza	$d_2 = 0'12\,M = 0'12 \times 65 = 7'8$ mm
Grueso cabeza biela	$T = 0'40\,M = 0'4 \times 65 = 26$ mm
Grueso cabeza biela (ojo)	$b = 0'35\,M = 0'35 \times 65 = 23$ mm
Longitud agujeros de alojamientos de los tornillos o bulones	$h = 0'55\,M = 0'55 \times 65 = 35$ mm
Distancia de centro a centro de los tornillos o bulones de sujeción.	$H = 0'8\,M = 0'8 \times 65 = 52$ mm
Sección media del vástago	$0'025\,M^2 = 0'025 \times 65^2 = 105$ mm^2

Todas estas medidas son, naturalmente, aproximadas. Es necesario, por tanto, comprobarlas y ajustarlas.

Las medidas que no figuran se consignarán de acuerdo con lo que nos señalen los dibujos.

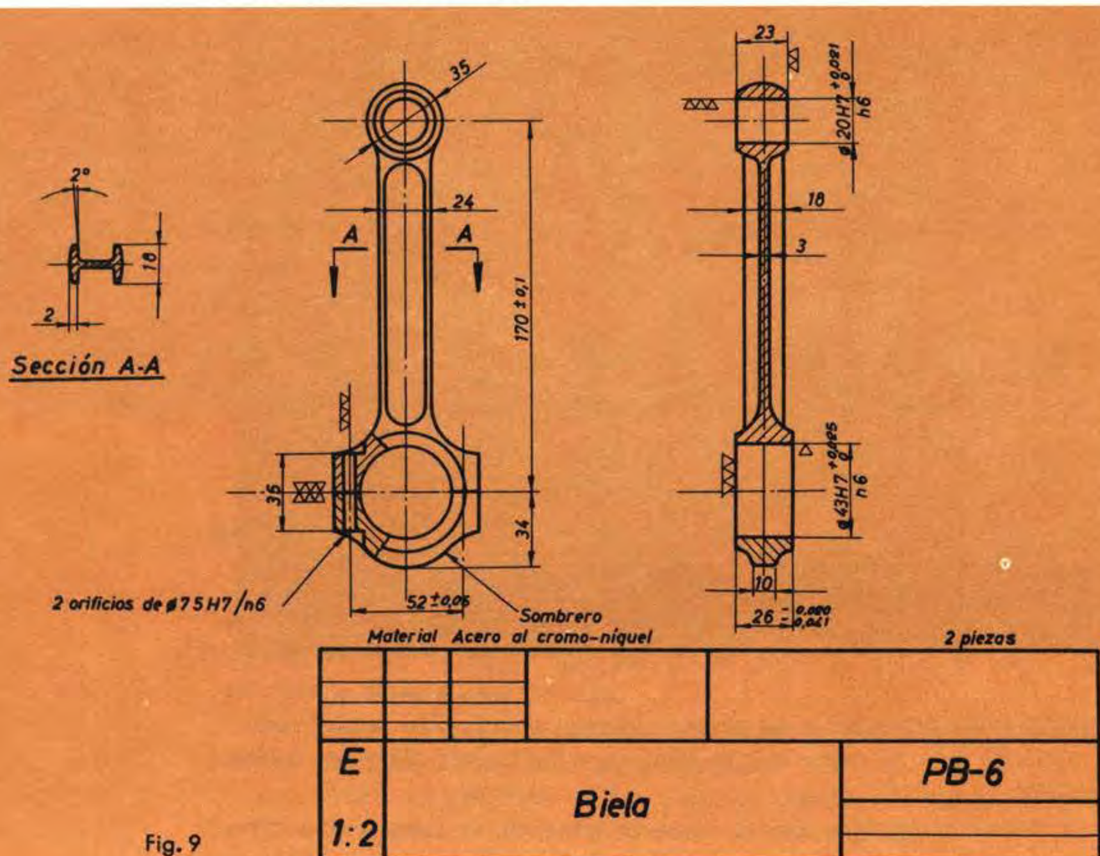
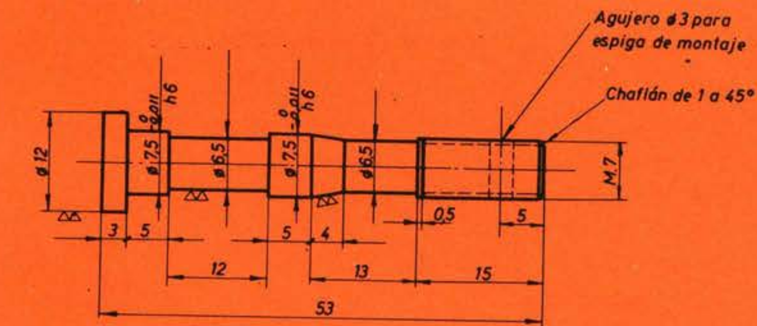


Fig. 9

BULONES

La figura 10 corresponde a los bulones de sujeción, en los que son de notar las superficies trabajadas, así como la indicación de ajuste con los orificios de la cabeza de biela (H7/h6).

La figura 11 corresponde a la tuerca.

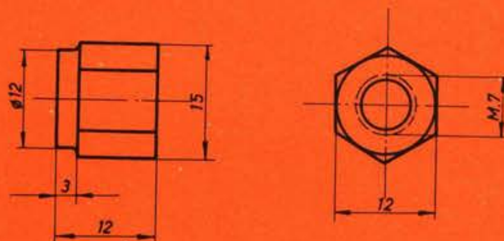


▽▽▽ (▽▽)

Material Acero-cromo-níquel-molibdeno — 4 piezas

E 2:1	Bulón o tornillo	PB-9

Fig. 10



Material Acero al cromo-níquel-molibdeno — 4 piezas

E. 2:1	Tuerca	PB-10

Ahora es necesario que todas y cada una de las piezas que constituyen el conjunto parcial se ensamblen a la perfección. Este es un trabajo de comprobación que nunca debe usted dejar de efectuar.

Habrá usted observado también que hemos asignado un número a cada una de las piezas, como hicimos en el examen de la primera parte del Curso, número que va precedido de unas letras distintivas del conjunto parcial a que pertenecen.

La figura 12 constituye, por fin, el conjunto parcial del grupo émbolo-biela, o si lo prefiere pistón-biela, conjunto al que hemos asignado las letras PB.

El despiece de este conjunto es el siguiente:

PB- 1 = Pistón
PB- 2 = Segmento de compresión, cilíndrico (dos).
PB- 3 = Segmento de compresión, de chaflán.
PB- 4 = Segmento rasca-aceite acanalado (dos).
PB- 5 = Bulón.
PB- 6 = Biela y sombrero biela.
PB- 7 = Casquillo de bronce.
PB- 8 = Casquillo o cojinete de la cabeza.
PB- 9 = Tornillos (dos).
PB-10 = Tuerca (dos).
Pasadores de fijación tuerca (dos).
Pasadores de fijación cojinete PB-8.
Pasadores de fijación casquillo PB-7.

Tenemos, pues, el conjunto parcial pistón-biela, designado con la nomenclatura PB; siguiendo ahora nuestro planteamiento procederemos al estudio de las piezas de otro conjunto parcial, por ejemplo el cigüeñal, al que podemos designar conjunto C.

En este conjunto tenemos, como piezas principales, por no decir únicas, el cigüeñal propiamente dicho, el volante y la rueda de engrane.

SEGUNDO CONJUNTO: CIGUEÑAL

Empecemos por el cigüeñal. Repasando los datos del proyecto nos damos cuenta en seguida de que se trata de un cigüeñal provisto de dos botones de manivela, y por consiguiente de cuatro brazos, y dos gorrones o puntos de apoyo. Los botones están defasados 180° entre sí.

Se trata, en suma, de un modelo corriente de cigüeñal, según vemos por el croquis de la figura 1, croquis que hemos de tener siempre presente, pues es el modelo que nos sirve de guía en nuestro anteproyecto y al mismo tiempo nos ahorra mucha información suplementaria.

En estas condiciones, lo más acertado será hacer el diseño del susodicho cigüeñal, siguiendo las medidas que la tabla correspondiente nos indica. De esta suerte, procederemos así:

Botón de manivela	$d = 0'6\,D = 0'6 \times 65 = 39$ mm
Longitud del botón	$L = 0'45\,D = 0'45 \times 65 = 29$ mm
Longitud del gorrón	$L_1 = 0'45\,D = 0'45 \times 65 = 29$ mm
Diámetro del eje o árbol	$d_1 = 0'65\,D = 0'65 \times 65 = 42$ mm
Por conveniencia adoptaremos	$d_1 = 45$ mm
Grueso brazo manivela	$b = 0'3\,D = 0'3 \times 65 = 19'5$ mm

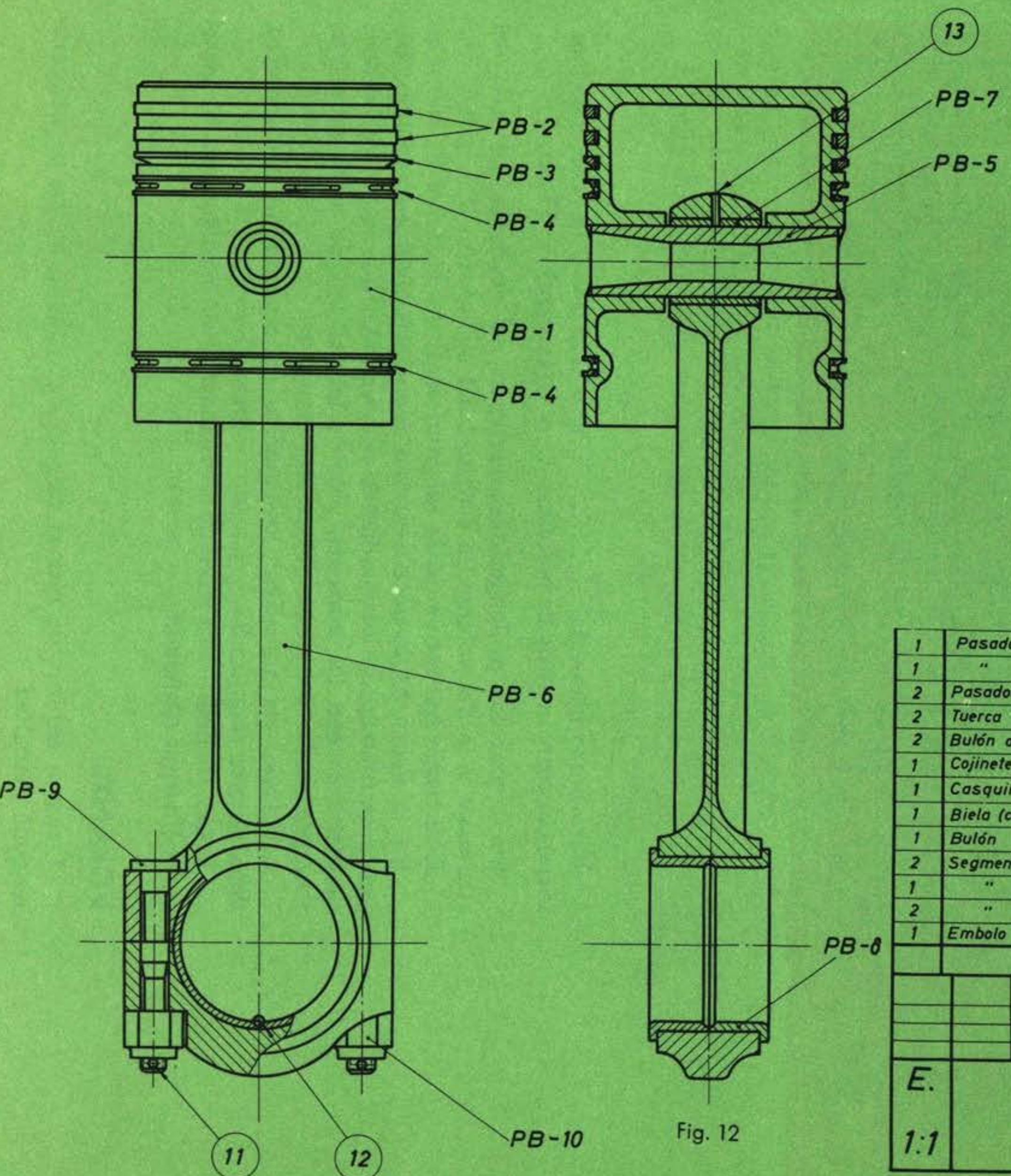


Fig. 12

1	Pasador fijación casquillo PB-7	13	Acero común ST 37-12		
1	" " cojinete PB-8	12	" " ST 37-12		
2	Pasadores de fijación	11	" " ST 37-12		
2	Tuerca	PB-10	Acero cromo-níquel		
2	Bulón o tornillo	PB-9	" " "		
1	Cojinete (en dos mitades)	PB-8	Acero al carbono		
1	Casquillo	PB-7	Bronce al estaño		
1	Biela (con sombrero))	PB-6	Acero al carbono		
1	Bulón	PB-5	Acero al cromo-níquel		
2	Segmento rasca aceite	PB-4	Fundición gris		
1	" de chaflán	PB-3	" "		
2	" cilíndrico	PB-2	" "		
1	Embolo	PB-1	" "		

E.	Conjunto parcial	PB
1:1	Embolo-biela PB	

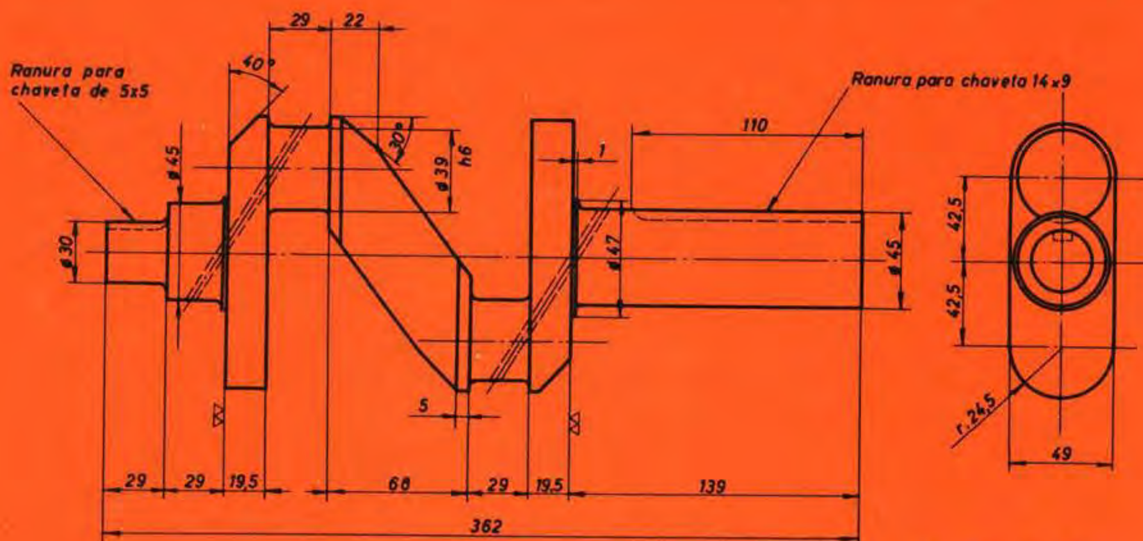


Fig. 13

Anchura brazo manivela ... ... h = 0'78 D = 0'78 × 65 = 49 mm
Distancia entre centros de botones ... = C (carrera) 85 mm

Sin contar las prolongaciones extremas, es decir, la del lado del engranaje y la del volante, la longitud del cigüeñal es 223 mm.

Incluyendo los extremos, la longitud total del cigüeñal es 362 mm.

En la figura 13 aparece representado el cigüeñal en cuestión. Dejamos constancia de los conductos transversales que unen los botones de manivela con los gorrones para la lubricación de estas partes de roce por medio del aceite del cárter.

Asimismo, las superficies trabajadas, en especial las de contacto, debidamente rectificadas.

En el casillero o cajetín de especificaciones consignamos el material: Acero al carbono.

VOLANTE

Estamos seguros de que el cálculo del volante no ha de ofrecerle ninguna dificultad.

Sabemos que para hallar las medidas fundamentales, a r ...r-señar el modelo correspondiente, precisamos saber el peso que ha de tener el volante. En consecuencia, ponemos manos a la obra.

... y escribiremos:

$$P = \frac{A \cdot g \cdot E}{V^2 \cdot I}$$

E inmediatamente procederemos a la recopilación de datos:

$A = \pi r^2 = 3'14 \times 3'25^2 = 33'15$

$g = 9'8$

$E = 2'7$

$V = 30$ m/seg (valor medio)

$I = \frac{1}{100}$ (valor medio).

Suponemos que también usted ha hallado los números que acabamos de consignar. ¿No es así?

¿O quizá tenemos que indicarle que repase una vez más la lección 26?

Lo que tal vez no vea muy claro es de dónde sale ese «$3'25^2$». Por si acaso, vamos a aclarárselo:

Dado que A es el área del círculo de la cabeza del émbolo, cuyo diámetro nominal es de 65 mm, el radio, por tanto, será la mitad; o sea, 32'5 mm, que expresado en centímetros, como exige la fórmula, serán 3'25. Por consiguiente: $r^2 = 3'25^2$.

El peso de la llanta del volante ya no ofrece dudas:

$$P = \frac{33'15 \cdot 9'8 \cdot 2'7}{900 \frac{1}{100}} = 97'4 \text{ Kg}$$

Conociendo este factor, que a todas luces nuestro jefe nos hubiera dado, podemos ir al cálculo de las medidas del volante.

Para averiguar la sección del volante precisamos dos datos que no tenemos a mano: el peso específico del material y el radio del volante. El primero es fácil de averiguar. Como el volante puede ser de hierro de fundición, escribiremos: $\gamma = 7'25$.

Respecto del segundo, sabemos que su diámetro debe estar comprendido entre 4 y 5 veces la carrera del émbolo. Aquí, en lugar de adoptar un valor medio, nos inclinaremos por el mínimo por tratarse de un motor pequeño.

Así, pues, radio $= \frac{4 \cdot 85}{2} = 170$ mm $= 0'17$ m

En consecuencia, escribiremos:

$$S = \frac{100\ P}{2\pi r \cdot \gamma \cdot g} =$$

$$= \frac{100 \cdot 97'4}{2 \cdot 3'14 \cdot 0'17 \cdot 7'25 \cdot 9'8} = 128\ cm^2$$

Esta sección, de ser cuadrada, tendría un lado de $l = \sqrt{128} = 11'3$. Adoptando una sección corriente, esto es, más ancha que alta, podemos inclinarnos por ésta: $S = 13 \times 9'8$ cm $= 130 \times 98$ mm.

CUBO DEL VOLANTE

El diámetro será (adoptando la proporción 2 d):

$$D = 2\,d = 2 \times 45 = 90\ mm$$

Ancho del cubo (entre 1'5 y 2'5 d). Dado el ancho de la llanta (130 milímetros), superior a la máxima que puede tener el cubo, le daremos a éste esa medida límite. Por tanto:

$$L = 2'5\,d = 2'5 \times 45 = 102\ mm$$

BRAZOS DEL VOLANTE

Por causa de las pequeñas dimensiones del volante, vamos a diseñarlo macizo; es decir, en forma de plato. Para hallar su sección consideraremos el plato como un solo brazo, cuya sección estará constituida por su ancho y su longitud, viniendo esta última representada por la longitud de su circunferencia media, según el dibujo que acompañamos para mejor comprensión.

El radio de esta circunferencia media será, asimismo, el radio medio:

$$\text{Radio mayor} = 170 - 98 = 72\ mm$$

$$\text{Radio menor} = 45\ mm$$

$$\text{Radio medio} = \frac{72 + 45}{2} = 58'5\ mm$$

Luego, la circunferencia media es: $2\pi r = 6'28 \times 58'5 = 367$ mm.

La fuerza centrífuga del volante es la siguiente:

$$C_f = \frac{P \cdot r \cdot n^2}{9000 \cdot n_b} = \frac{97'4 \cdot 0'17 \cdot 3500^2}{9000 \cdot 1} = 22.537\ Kg$$

Y aplicando ahora la fórmula que nos da la sección de los brazos

(en nuestro caso, de este brazo único), dando como valor de $K_c = 125$ Kg/cm², normal en hierro fundido, escribiremos:

$$S_b = \frac{C_f}{K_c} = \frac{22.537}{125} = 179'6 \text{ cm}^2$$

Precisamos saber, a continuación, el ancho del plato, único factor que nos falta.

En consecuencia:

$$\text{Sección} = \text{longitud} \times \text{ancho}; \ \text{ancho} = \frac{\text{sección}}{\text{longitud}}$$

O sea:

$$\text{ancho plato} = \frac{179'6}{36'7} = 4'8 \text{ cm} = 48 \text{ mm}$$

Con esto damos por finalizado el cálculo del volante y procederemos seguidamente a su diseño. (Figura 14.)

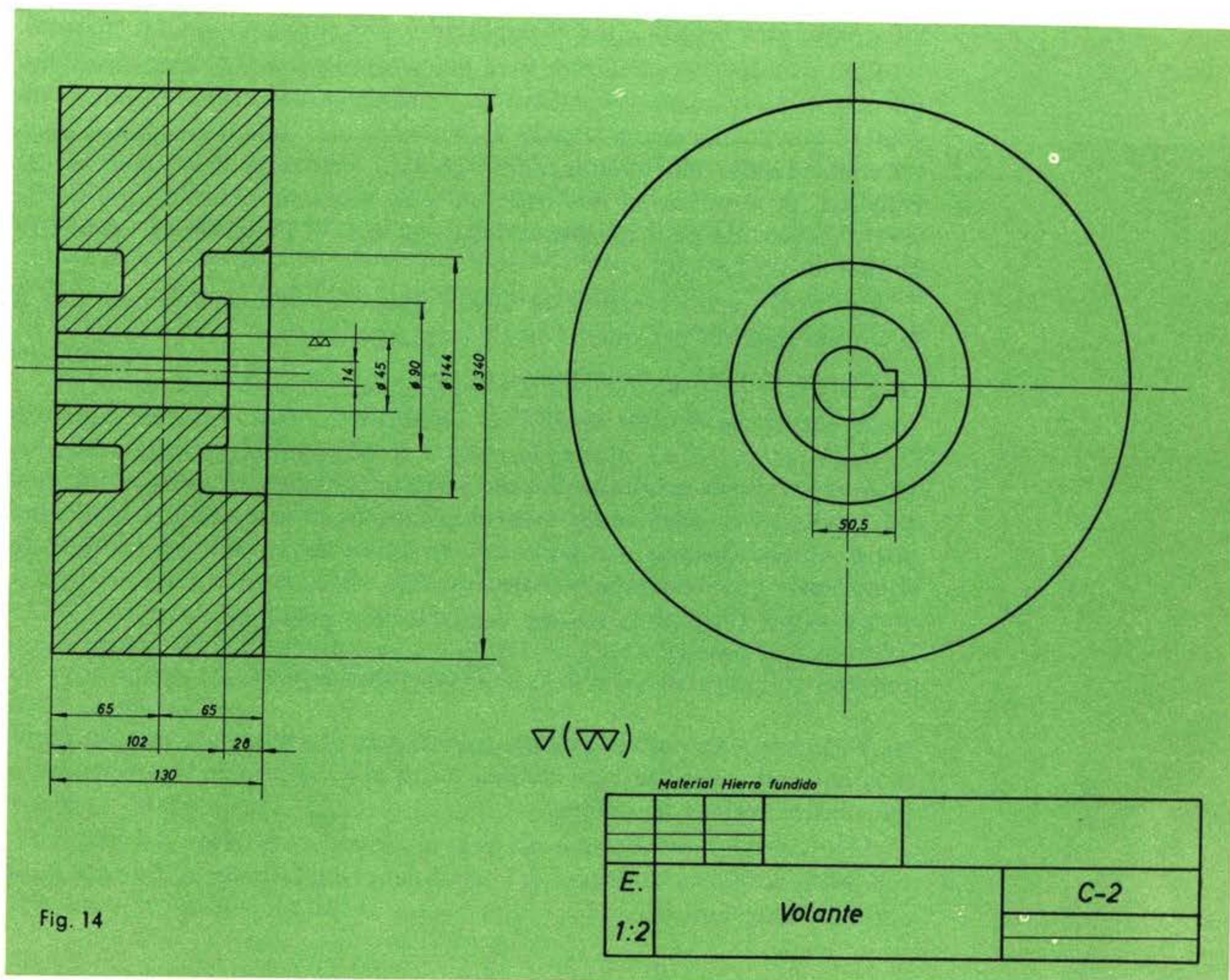


Fig. 14

Si observa la figura notará que nos hemos decidido por dibujar el volante asimétrico, es decir, que el grueso de la llanta sobresale por un lado, respecto al cubo, y no por el otro.

Como usted sabe, la longitud del cubo suele ser mayor que el grueso de la llanta; pero en nuestro caso no es así, razón por que hemos adoptado esta forma, a fin de evitar que por el lado del motor la llanta sobresalga más que el cubo.

RUEDA DE ENGRANE

Éste es el tercer elemento de este conjunto parcial, cuya misión es transmitir el movimiento del cigüeñal al árbol de levas a través, naturalmente, de la rueda de engrane de que va provisto.

La relación de transmisión (de cigüeñal al árbol de levas) es en motores de cuatro tiempos, como sabemos, de 2 : 1. Por tanto, la rueda de engrane del cigüeñal es en realidad un piñón.

Si observamos ahora el croquis, advertiremos que este piñón, fijado al extremo del cigüeñal, constituye en realidad una pieza solidaria con él, formada por la corona y la dentadura solamente, puesto que el cubo y los supuestos brazos están reemplazados por el propio eje del cigüeñal.

Para proceder al cálculo de este piñón se nos dan dos datos muy importantes, pues no es de nuestra incumbencia conocerlos. El jefe o ingeniero que nos ha encomendado el diseño de este anteproyecto nos pone en conocimiento del módulo del engranaje, en razón del diámetro del cigüeñal. De esta forma nos enteramos de que este módulo, que ha de servir de partida para nuestro cálculo, es m = 4. El piñón es cilíndrico, de dientes rectos.

Por otra parte, sabemos la altura aproximada que debemos dar a la corona (lección 29), que es de 1'2 p (paso).

¿Y qué medida le corresponde al paso de módulo 4?

Nada más fácil, ¿no es cierto? Puesto que: $P = m \cdot \pi = 4 \times 3'14 = 12'56$.

A este mismo resultado llegamos si consultamos la tabla en la misma lección. Para el módulo 4 corresponde un paso de 12'566, para mayor exactitud (puesto que para la confección de la tabla se ha tomado como valor de $\pi = 3'1416$ en lugar de sólo 3'14).

La altura total de la corona vendrá a ser, pues, de:

$$1'2 \times 12'56 = 15'07 \text{ aproximadamente.}$$

Y decimos aproximadamente, por la sencilla razón de que no podemos dar con exactitud este medida hasta saber si puede corresponder a un número exacto de dientes.

Veamos. Suponiendo que así sea, el diámetro exterior del piñón D_{e1} vendrá dado por el diámetro del árbol del cigüeñal más la altura de dos coronas. Esto es:

$$30 + 15 + 15 = 60 \text{ mm}$$

Y si a esta cantidad descontamos dos addéndum, hallaremos el diámetro primitivo del piñón. O sea:

$$60 - 4 - 4 = 52,$$

puesto que el addéndum es igual al módulo.

Sabido esto, es fácil hallar la circunferencia primitiva del piñón:

$$2\pi r = \pi d = 3'14 \times 52 = 163'28 \text{ mm.}$$

Efectuamos ahora una simple división:

```
163'28  | 12'56
 37 68  |------
  0 00    13
```

El resultado de dividir la supuesta circunferencia primitiva por el paso da el número de dientes, en este caso 13, que además resulta ser exacto.

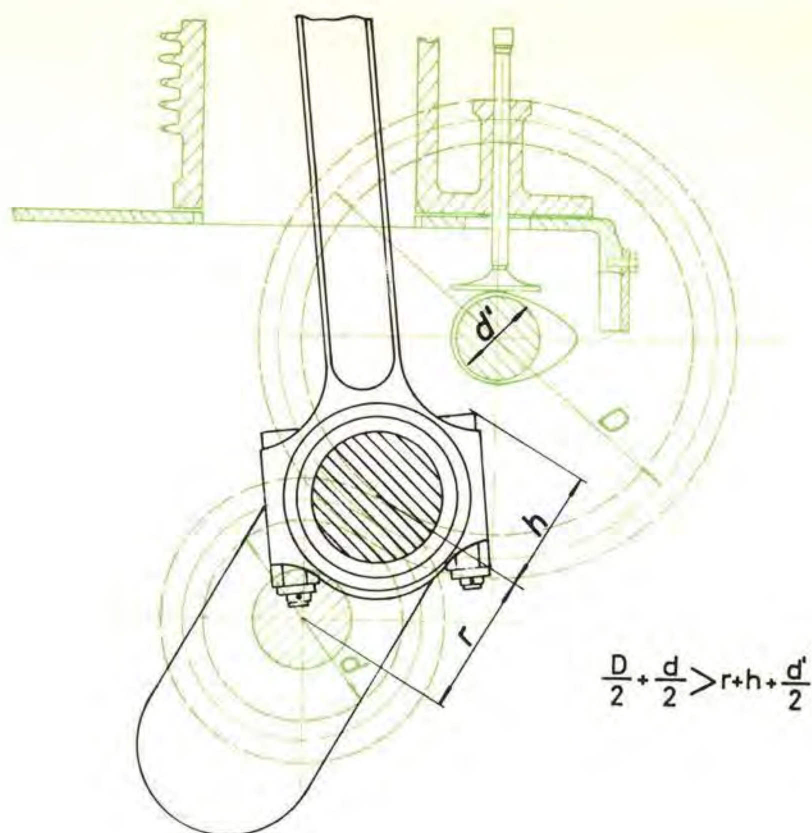
Sin embargo, llegados a este punto, cabe preguntar: ¿es correcto el razonamiento seguido hasta aquí?; evidentemente no, puesto que para que así sea es preciso que continuemos nuestras comprobaciones.

Fíjese que en el conjunto parcial que estamos tratando figura un elemento de acoplo o transmisión con otro conjunto parcial, esto es, que enlace el conjunto del cigüeñal C con el del grupo émbolo-biela PB. Y para que esto ocurra no es suficiente una rueda de engrane de 13 dientes, puesto que al radio de la circunferencia primitiva que sería de 26 mm (la mitad de 52 que es el diámetro) sumado el del radio de la circunferencia primitiva de la otra rueda de engrane, es decir, la solidaria con el árbol de levas (y como veremos más adelante, ha de ser doble de la anterior), o sea, 52 mm (104 el diámetro), hacen un total de 78 mm, insuficientes para salvar el giro de la biela, que a todas luces tropezaría con el árbol de levas.

Es, pues, necesario aumentar estos radios para permitir su libre giro, cosa que alcanzaremos aumentando el número de dientes y, por tanto, la circunferencia de las ruedas. Vea en el dibujo de la página siguiente la solución a este problema, a base de emplear una rueda de engrane (piñón) de 15 dientes conservando el mismo módulo 4, lo que nos obligará asimismo a rectificar la longitud de la biela cuya medida de centro a centro de las cabezas será según nuestro planteamiento definitivo de 187'5 mm (es decir, prácticamente 2'2 C que nos admite la tabla inserta en la página 16 de elementos de máquinas 8). Ya dijimos en la página 364 de esta misma lección que las medidas de la biela deberán ser comprobadas y ajustadas.

Volviendo al piñón, sus características definitivas son las siguientes:

Número de dientes	$z_1 = 15$
Módulo	$m_1 = 4$ mm
Paso $(m \cdot \pi)$	$p = 12'56$ mm
Diámetro primitivo $(m \cdot z)$	$D_{p1} = 60$ mm
Addéndum	$a = 4$ mm
Deddéndum (1'25 m)	$b = 5$ mm



Diámetro exterior ($D_p + 2a$)	$D_{e1} = 68$ mm
Diámetro interior ($D_p - 2b$)	$D_{f1} = 50$ mm
Espesor del diente (p/2)	e = 6'28 mm
Vano (p/2)	v = 6'28 mm
Altura del diente (a + b)	h = 9 mm
Altura total de la corona $\left(\frac{De - \text{Ø árbol cig.}}{2}\right)$ ...	H = 19 mm
Angulo de presión	= 20°
Longitud del diente (6 m)	1 = 24 mm

La fijación del piñón al árbol (como asimismo al volante) se hace por medio de sendas chavetas longitudinales o planas.

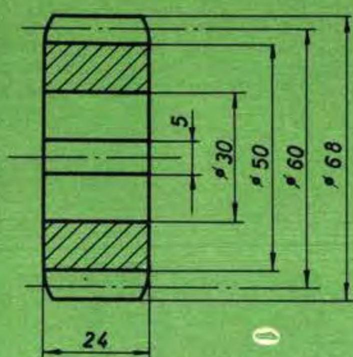
La figura 15 representa el dibujo del piñón. El perfil de los dientes se ajustará al sistema de evolvente de círculo y serán ejecutados por la fresa correspondiente.

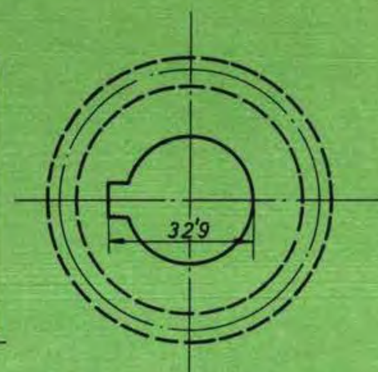
No es, pues, necesario entrar en detalles sobre este particular.

Sin embargo, no está de más que hagamos una excepción.

Podemos determinar el perfil del diente valiéndonos de la tabla de Grant. Como se trata de un piñón de 15 dientes, el perfil estará compuesto de dos arcos de diferente radio, uno para el addéndum y otro para el deddéndum.







N.º de dientes	15
Módulo	4
Dp.	60
De.	68
Df.	50
Addéndum	4
Deddéndum	5

Material Acero cromo-níquel-molibdeno

E. 1:1	Piñón	C-3

Fig. 15

Veamos cuánto miden los radios de estos arcos. Para ello multiplicaremos, como usted sabe, el valor del módulo por el factor de la tabla de Grant.

Así, para el addéndum encontramos un factor de 2'82.

Por tanto, radio a = 2'82 × 4 = 11'28 mm.

Para el deddéndum, el factor es de 1'34.

En consecuencia, el radio b = 1'34 × 4 = 5'36 mm.

Estos radios, ¿lo recuerda?, tienen sus centros en la circunferencia evoluta, cuyo diámetro corresponde a 31/33 del diámetro primitivo.

$$\text{Diámetro de la evoluta} = D_{p1} \times \frac{31}{33} = 60 \times \frac{31}{33} = 56'3 \text{ mm.}$$

Dividiendo la circunferencia evoluta que corresponde a este diámetro de 56'3 en 30 partes iguales, podemos trazar los radios del addéndum y del deddéndum haciendo centro en estos puntos de división.

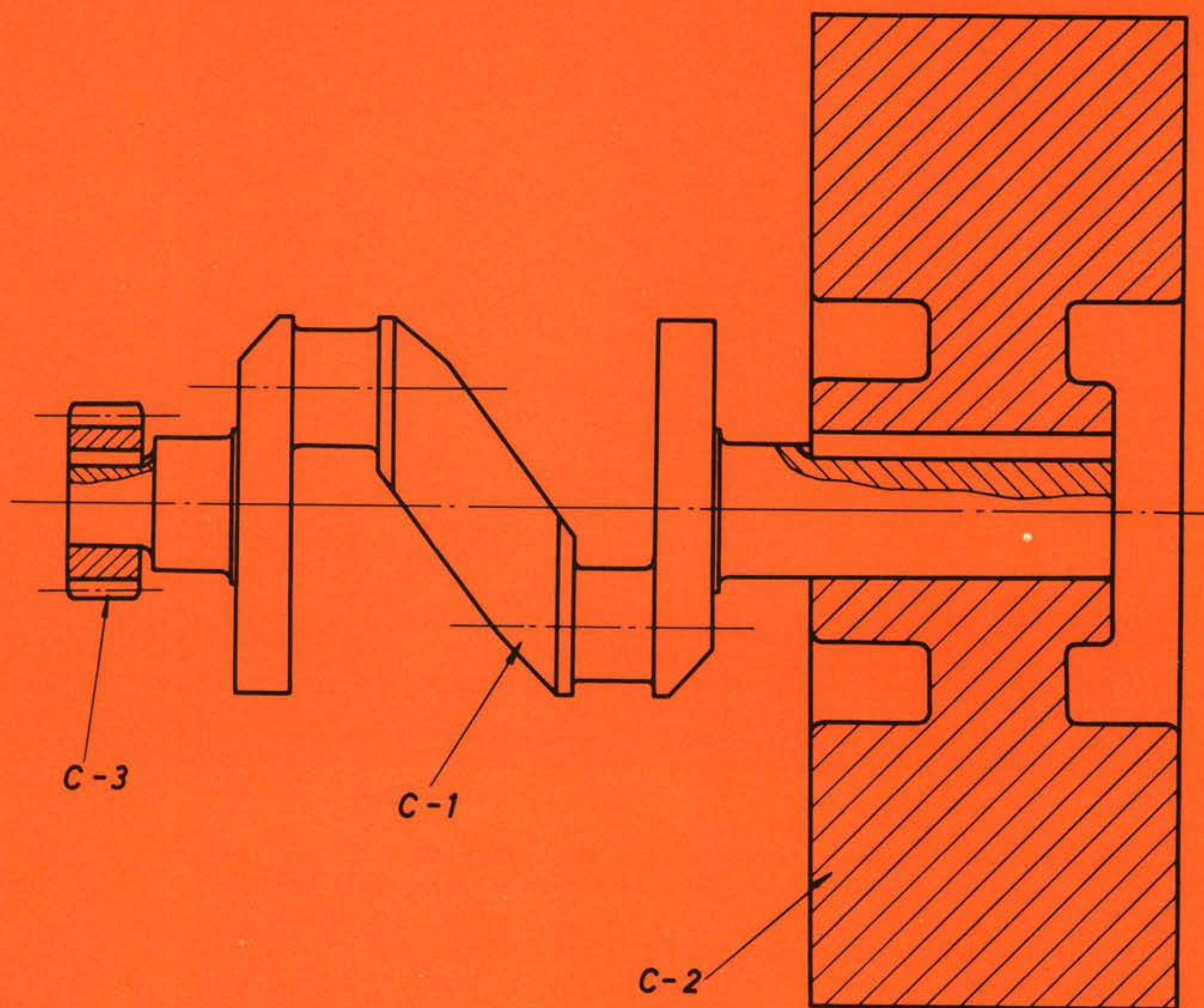
En la misma figura 15 tiene usted un detalle del perfil del diente hecho según este procedimiento.

La figura 16 representa el conjunto parcial «C» (grupo de cigüeñal) cuyo despiece es el siguiente:

C—1 = Cigüeñal

C—2 = Volante

C—3 = Piñón de ataque y chavetas 14 × 9 (para el volante) y 5 × 5 (para el piñón).



1	Piñón	C-3	Acero al cromo-níquel		
1	Volante	C-2	Hierro fundido		
1	Cigüeñal	C-1	Acero al carbono		

E. 1:2	Conjunto parcial cigueñal	C

Fig. 16

TERCER CONJUNTO PARCIAL: GRUPO DEL ARBOL DE LEVAS

Según vimos en el planteamiento, este conjunto parcial está compuesto principalmente por las siguientes:

a) árbol de levas;

b) válvulas;

c) rueda de engrane.

Asignaremos al conjunto las letras distintivas «AL» y los números AL-1, AL-2 y AL-3 a cada una de las piezas anteriores nombradas.

AL-1. ARBOL DE LEVAS

El árbol de levas, según vemos en el croquis de la figura 1, consta de un eje en el que van incluidas las levas (en número de 4) para accionar las válvulas (2 de admisión y 2 de escape).

El material empleado es de acero al carbono, cementado y templado, dado el violento trabajo a que son sometidas las levas.

No estamos circunscritos a diámetros críticos. Se nos dan, sin embargo, como medidas de partida las siguientes:

Diámetro del árbol = 25 mm.

Diámetro de las circunferencias primitivas de las levas = 30 mm.

Para proceder al dimensionado del árbol y de las levas precisamos antes conocer otros pormenores, como son la carrera de las válvulas y la posición de las levas para accionar aquéllas, posición que va supeditada a la situación de las válvulas en el conjunto general.

Ya dijimos, en su momento, que los perfiles de las levas diferían mucho de unos a otros, según la misión y particularidades de funcionamiento de aquéllas.

Éste es nuestro caso particular, como consecuencia de que en este proyecto las levas no accionan sobre rodillos, sino sobre topes planos, llamados taqués, que accionan sobre las válvulas. En estos casos los perfiles adoptan una forma de arco para suavizar el impulso.

No podemos entrar en detalles sobre esto, pues se sale de nuestro cometido. En la figura 17, representativa del árbol de levas, tiene usted un detalle de éstas.

Como datos interesantes tenemos la altura de las levas — 9'2 mm—, medida que luego encontraremos en la carrera de las válvulas, y el defasaje entre las válvulas de admisión y escape (100°).

Se supone que hemos consignado las medidas de la figura 18 de acuerdo con las conclusiones a que hemos llegado con el estudio de las piezas y conjuntos que faltan.

AL-2. VALVULAS

Para no complicar el estudio que estamos haciendo, vamos a considerar iguales las válvulas de admisión y escape.

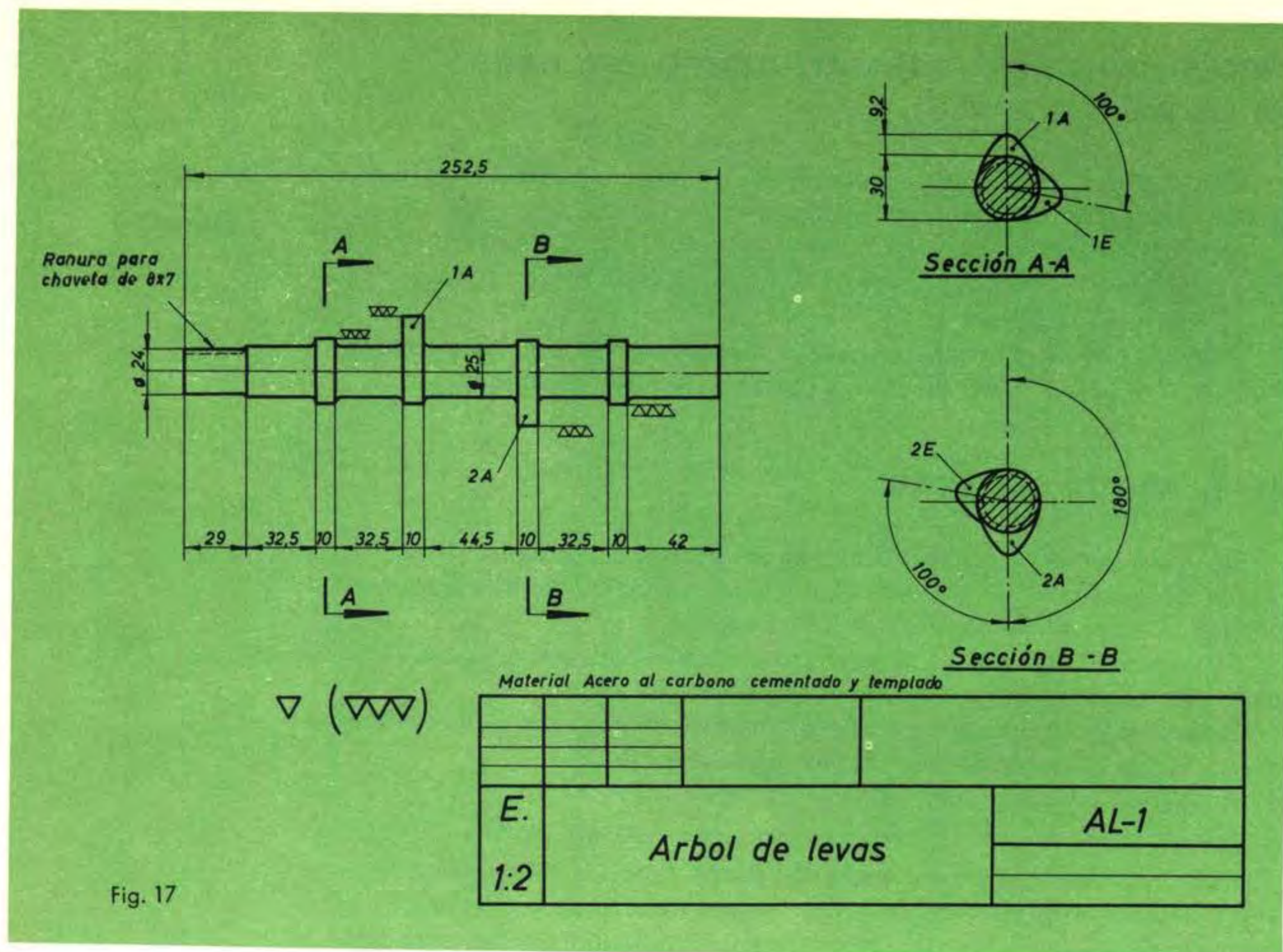


Fig. 17

Al objeto de poder darle las medidas adecuadas, circunscribiéndonos a la tabla de la lección 27, es necesario primero conocer dos datos: la velocidad media del émbolo, que hallaremos por medio de la fórmula $v = \frac{c \cdot r}{3.000}$ (ver lección 25), y el diámetro d de la sección transversal libre de las válvulas, diámetro que obtendremos con la fórmula

$$d = D \sqrt{\frac{v}{v_m}}$$

Por consiguiente, tendremos:

$$v = \frac{8'5 \cdot 3.500}{3.000} = 9'9 \text{ m/seg}$$

(8'5 = carrera del émbolo en centímetros.)

$$d = 6'5 \sqrt{\frac{9'9}{30}} = 3'7 \text{ cm}$$

(6'5 = diámetro del cilindro en cm; 30 m/seg = velocidad del combustible, según la tabla.)

El resto de dimensiones de la válvula, considerando que sea de acero, son:

Carrera de la válvula	...	$Ca = 0'25\ d = 0'25 \times 3'7 = 0'92 = 9'2$ mm
Anchura del asiento...	...	$h = 0'03\ d = 0'03 \times 3'7 = 0'11 = 1'1$ mm
Diámetro del vástago	...	$d_o = 0'15\ d = 0'15 \times 3'7 = 0'56 = 5'6$ mm
Diámetro del plato ...	...	$d_1 = d + 2\ h = 3'7 + 0'22 = 3'92 = 39'2$ mm
Grueso del plato ...	...	$s = 0'15\ d_1 = 0'15 \times 3'92 = 0'59 = 5'6$ mm

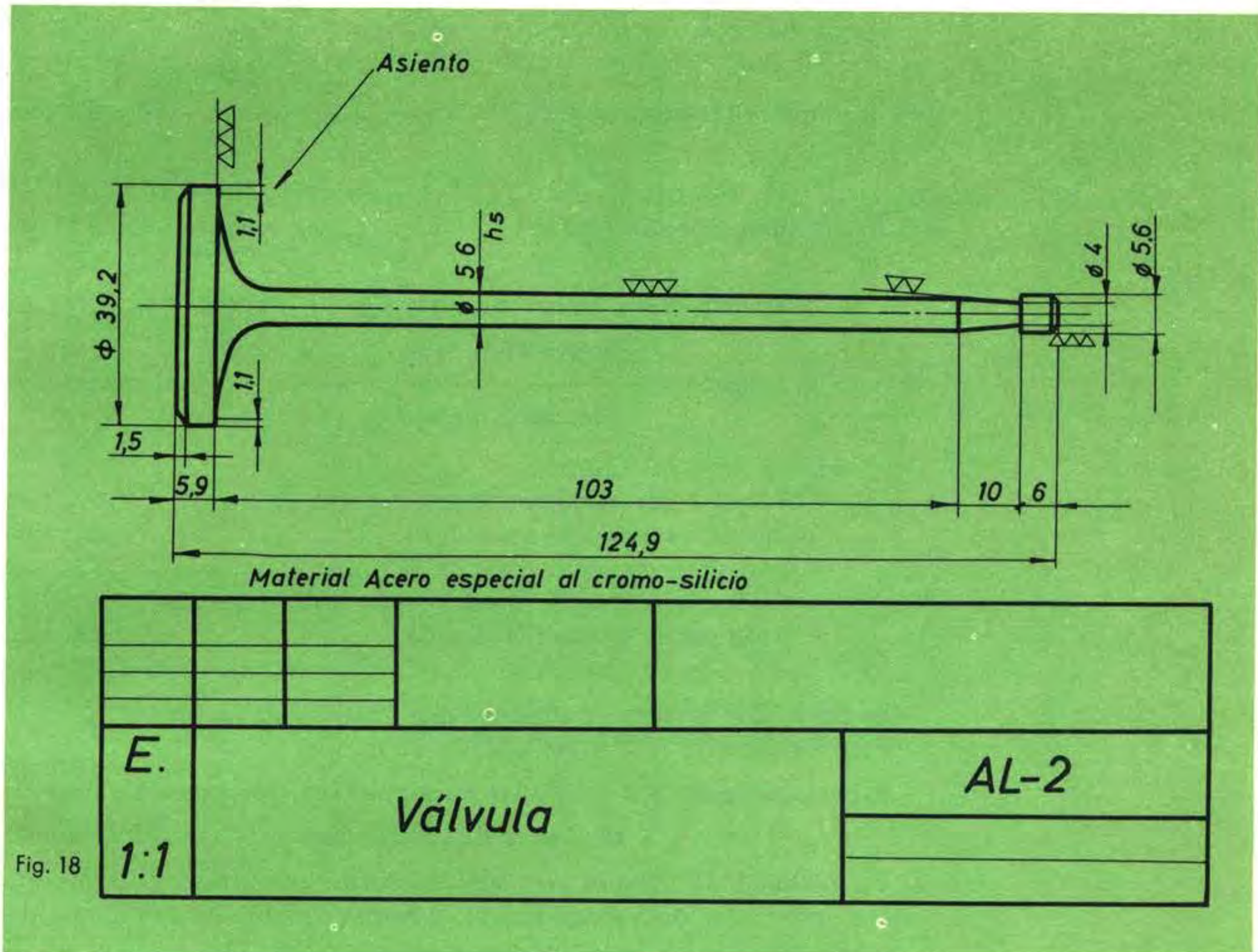


Fig. 18

CALCULO DEL RESORTE DE LA VALVULA

Para proceder al cálculo del resorte hemos de conocer las distintas cargas que ha de soportar. Nos remitimos, para ello, a lo dicho en CÁLCULO DE MÁQUINAS de la lección 27. Nos limitaremos, por tanto, a las operaciones necesarias. Como valor de G, peso total de la válvula (incluidos vástagos, plato, cabeza de la válvula, plato de apoyo, etc.), vamos a considerar 300 gramos (dadas sus pequeñas dimensiones).

$$F_d = p_o \cdot \pi r_2 = 0'2 \times 3'14 \times 1'85^2 = 2'14 \text{ Kg.}$$
$$F_c = F_d + G + R = 2'14 + 0'3 = 2'44 + 0'24 = 2'68 \text{ Kg.}$$
$$F_a = p_m \cdot F_c = 1'3 \times 2'68 = 3'48 \text{ Kg.}$$

Es decir, que las cargas son 2'68 Kg cuando la válvula está cerrada y 3'48 cuando está abierta.

Estamos, desde luego, tratando de un resorte helicoidal que trabaja por compresión. Vamos a hallar ahora el diámetro del alambre y sus flechas.

Dadas las dimensiones del plato de la válvula, consideraremos como bueno un diámetro de espira de 35 mm. Y, sin más, veamos los resultados que nos proporciona la tabla de la lección 19.

Advertimos en seguida que para tal diámetro corresponde un alambre de 2 mm, que consiente 3'81 Kg de carga con una flecha de 9'1 mm.

Las flechas exactas, en nuestro caso, serán:

Flecha mínima (válvula cerrada) . . . . . . $I_{min} = \frac{3'48 \cdot 9'1}{3'81} = 6'3$ mm

Flecha máxima (válvula abierta) . . . . . . $I_{max} = \frac{2'68 \cdot 9'1}{3'81} = 8'3$ mm

Y la diferencia entre ambas flechas: 8'3 — 6'3 = 2 mm.

$$\text{Numero de espiras} = \frac{\text{contracción total}}{\text{diferencia flechas}} = \frac{9'2}{2} = 4'6 = 5 \text{ espiras}$$

Longitud total del resorte:

5 espiras de diámetro 2 mm	10	mm
2 medias espiras para asiento...	2	mm
4 espacios de flecha máxima (8'3 mm)	33'2	mm
4 complementos de espacio para evitar que las espiras se ajusten (1/3 × 2)	2'6	mm
	47'8	mm

Es decir, que podemos consignar una longitud de 48 mm.

Paso del resorte = 2 + 8'3 + 0'7 = 11 mm.

Espacio ocupado por el resorte en reposo (válvula cerrada):

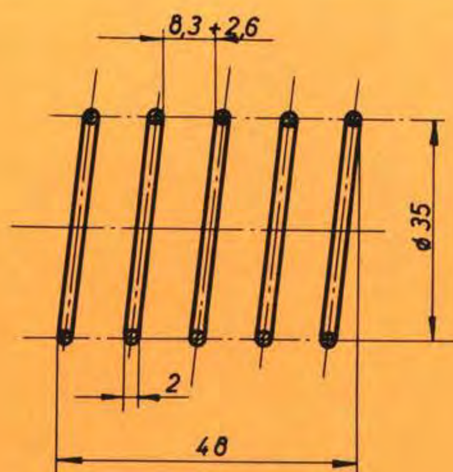
$$48 - (4 \times 6'3) = 22'8 \text{ mm}$$

En realidad, la válvula con sus accesorios constituye un conjunto parcial; pero aquí, para simplificarlo, le hemos desposeído de tal consideración, haciéndolo figurar como una pieza compuesta. Así, en la figura 21 se consignan la pieza compuesta: válvula AL-2, y sus accesorios en detalle: resorte AL2/1 + plato de apoyo AL-2/2 y conos limitadores AL-2/3.

AL-3. RUEDA DE ENGRANE

La rueda, que constituye el tercer elemento de este conjunto parcial que hemos denominado «grupo del árbol de levas» con la nomenclatura «AL», formará un juego de engrane junto con el piñón del cigüeñal. (Figura 22.)

La relación, ya lo dijimos, es de 2:1; es decir, el árbol de levas debe girar a la mitad de velocidad que el cigüeñal. En consecuencia, el número



Material Acero especial para resorte

E. 1:2	Resorte	AL-2/1

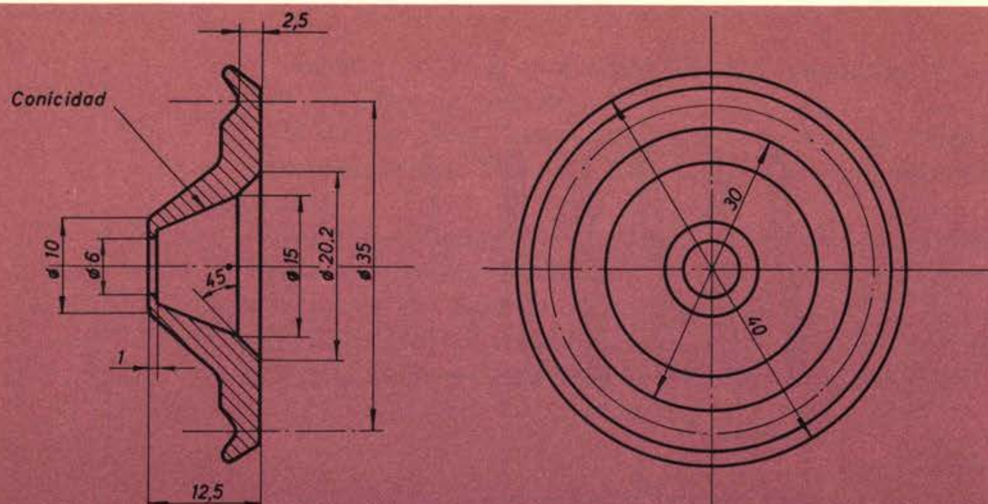
Fig. 19

de dientes será doble que el del piñón, y por ende sus diámetros. Como, por otra parte, el módulo, paso, addéndum, deddéndum, etc., son los mismos que los del piñón, el problema se reduce a sus dimensiones particulares, que con facilidad podemos hallar. Así:

Número de dientes	z_2 = 30
Diámetro primitivo (m · z)	D_{p2} = 120 mm
Diámetro exterior (D_{p2} + 2a)	D_e = 128 mm
Diámetro interior (D_{p2} — 2b)	D_{f2} = 110 mm
Altura total de la corona	H = 19 mm
Longitud de los dientes (6 m)	l = 24 mm
Diámetro interior cubo (Ø del árbol)	= 24 mm
Diámetro exterior cubo (dos veces anterior)	= 48 mm
Longitud del cubo	L = 24 mm

Al perfil de los dientes, según la tabla de Grant, le corresponde, por el número de sus dientes, un factor para el addéndum de 4'06; y para el deddéndum de 2'76.

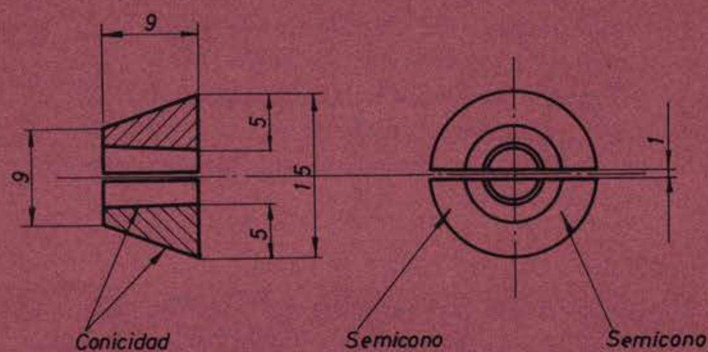
Por tanto, radio de a = 4'06 × 4 = 16'24 mm
radio de b = 2'76 × 4 = 11'04 mm



Material Acero al carbono

E. 2:1	Plato de apoyo	AL-2/2

Fig. 20



Mat. Acero cromo-níquel manganeso

E 2:1	Conos limitadores	AL-2/3

Fig. 21

Cuyos centros estarán en la circunferencia evoluta que corresponde a un diámetro de·

$$D_{p2} \times \frac{31}{33} = 120 \times \frac{31}{33} = 112'7 \text{ mm}$$

Un cuarto elemento o pieza interviene en este conjunto: el taqué. Es decir, la pieza sobre la que actúa la leva, y que, a su vez, empuja la válvula. Su diseño no ofrece ninguna dificultad. La figura 23 representa esta pieza, a la que asignamos la numeración AL-4.

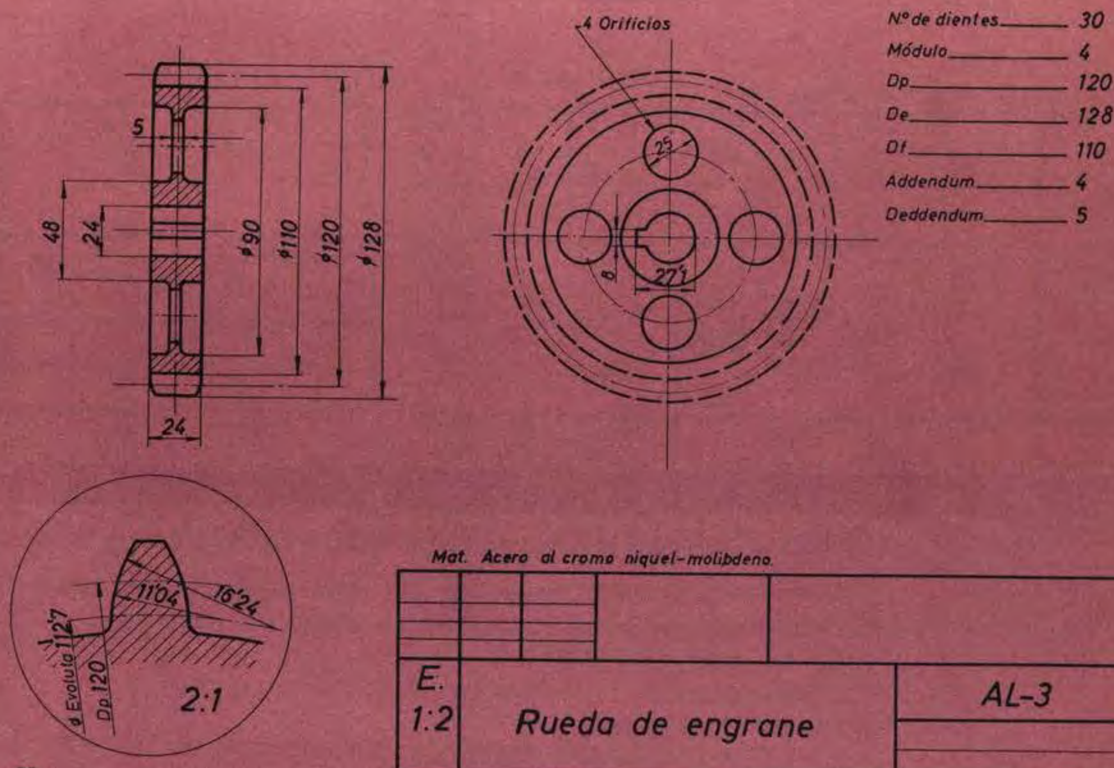


Fig. 22

Así pues, resumiendo, el conjunto parcial del grupo árbol de levas, nomenclatura AL, tiene el siguiente despiece:

AL-1 = Arbol de levas (con cuatro levas).

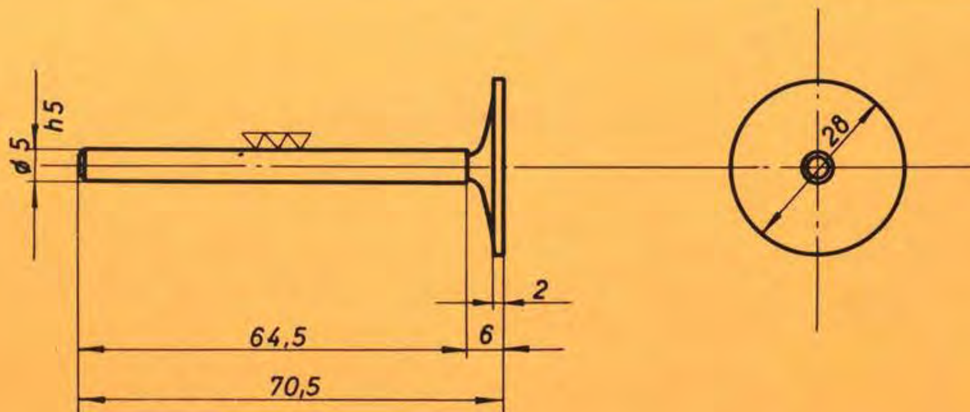
AL-2 = Válvula (cuatro)
- Válvula AL-2 (cuatro).
- Resorte AL-2/1 (cuatro).
- Plato de apoyo AL-2/2 (cuatro).
- Conos limitadores AL-2/3 (ocho).

AL-3 = Rueda de engrane.

AL-4 = Taqué (cuatro).

Chaveta 8 × 7.

La figura 25 representa el conjunto parcial. Las superficies trabajadas, tolerancias, ajustes, etc., las encontrará usted en los mismos dibujos.



Material Acero al carbono

E.
1:1
Taqué
AL-4

Fig-23

CUARTO CONJUNTO: CILINDROS - CARTER

Este conjunto, que hemos dejado para el final, pues en él se ensamblan todos los demás, consta de las siguientes piezas:

CC-1 = Cilindros (dos).
CC-2 = Cárter.
CC-3 = Culatas (dos).
Cojinetes de bolas (dos).
Cojinetes de rodillos (dos).
Tornillos.
Junta de cobre.
Junta impermeable.

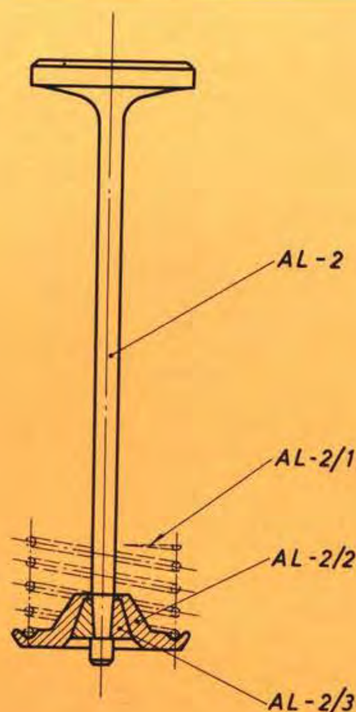
CC-1 y CC-3

Ya al principio del proyecto hemos hallado el diámetro del cilindro que resultó ser de 65 mm.

La longitud o altura del cilindro vendrá determinada por la propia longitud del émbolo más la carrera o desplazamiento que éste ejecuta. Longitud total del émbolo, L = 84'5; carrera = 85. Por tanto:

$$84'5 + 85 = 169'5 \text{ mm.}$$

Como espesor de las paredes del cilindro, dadas sus pequeñas dimensiones, puede darse el mínimo aconsejable, o sea de 0'6 cm = 6 mm.



4	Conos limitadores	AL 2/3	Acero cromo niquel manganeso		
4	Plato de apoyo	AL 2/2	Acero al carbono		
4	Resorte	AL 2/1	Acero esp. para resorte		
4	Valvula	AL 2	Acero especial al cromo-silicio		

E. 1:1	Conjunto parcial válvula	AL-2

Fig. 24

Lo mismo ocurre con las paredes de la culata, por lo que en nuestro caso podemos unificarlos asimismo en 6 mm.

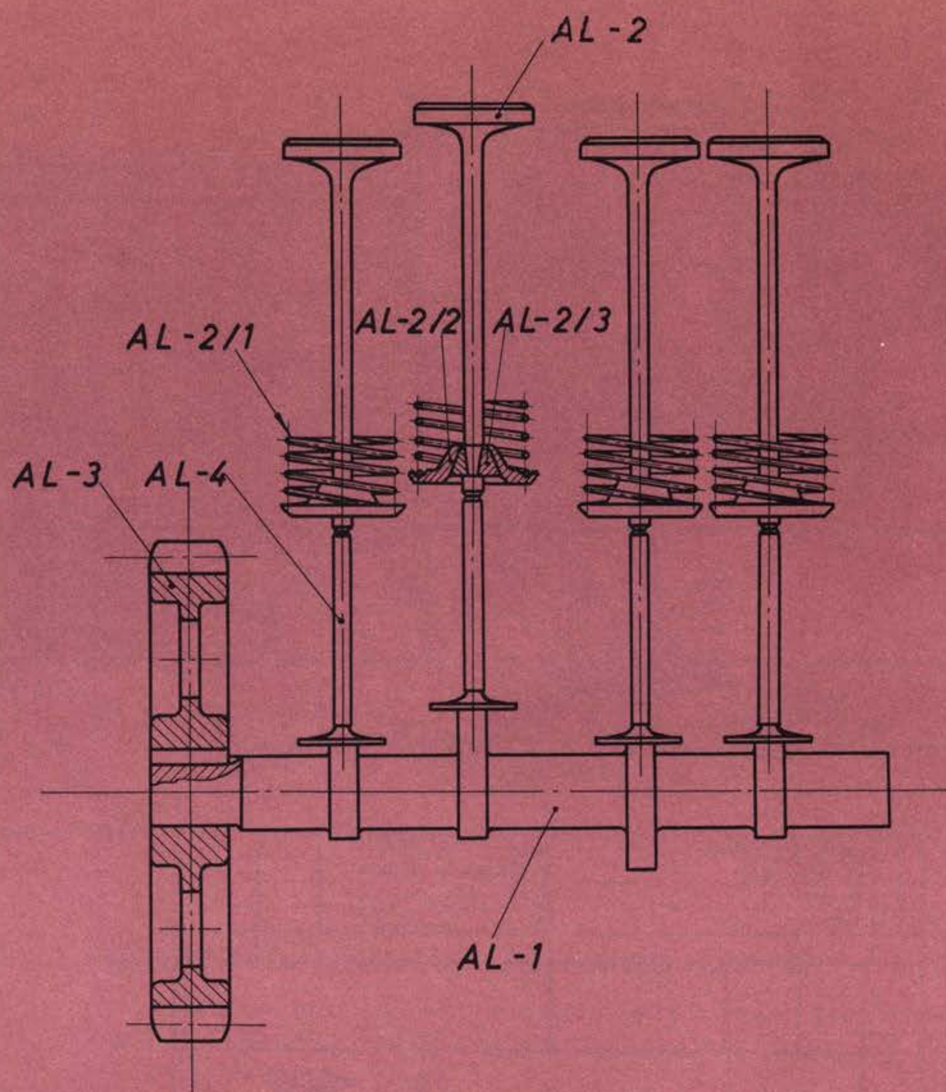
A los tubos de admisión y escape podemos darles, según la tabla, un espesor de 0'05 D = 0'05 × 65 = 3'25 mm.

La altura de la culata: 0'65 D = 0'65 × 65 = 42 mm.

Los cilindros van provistos de aletas para la refrigeración; llevan una envolvente por el costado de las válvulas y para servir de guía a los taqués.

La culata es de tipo simplificado, en razón de que las válvulas de admisión y escape son laterales. Los conductos de que va provista se reducen a los tubos de admisión y escape de combustión, amén del destinado a la bujía de encendido.

En los dibujos de las figuras 26 y 27 ofrecemos el diseño del cilindro y la culata.



4	Taqué	AL-4			
1	Rueda de engrane	AL-3			
8	Limitadores	AL 2/3			
4	Plato de apoyo	AL-2/2			
4	Resorte	AL-2/1			
4	Conjunto válvula Válvula	AL-2			
1	Arbol de levas	AL-1			

E	Conjunto parcial	AL
1:2	Arbol de levas	

Fig. 25

CC-2. CARTER

El cárter está formado por dos piezas principales que se unen mediante tornillos en un reborde o pestaña que, a su vez, sirve para fijar el motor a la bancada a que vaya destinado.

En sus costados lleva practicados sendos agujeros para asiento de los cojinetes, agujeros que deben ser perfectamente mandrinados.

En su parte frontal, a la altura del árbol de levas, se abre una lumbrera para poder manipular sin necesidad de abrir el cárter.

Además, en sus costados se adicionan dos coberturas a fin de que el engranaje y el volante queden interiores.

No entramos en más detalles, puesto que la figura correspondiente le ilustra suficientemente.

COJINETES DE BOLAS. — El árbol de levas descansa en dos cojinetes de bolas tipo 6.005 (25 × 47 × 12).

COJINETES DE RODILLOS. — Para soportar el cigüeñal, especialmente indicados para el lado del volante, en razón del mayor peso de éste. Como sólo ha de soportar empujes radiales (como los anteriores) utilizaremos rodamientos de rodillos cilíndricos.

DISEÑO DEL CONJUNTO TOTAL "BLOQUE DEL MOTOR"

Ahora es preciso que sitúe cada conjunto parcial en su lugar respectivo y que encajen perfectamente como un rompecabezas. Habrá usted observado que algunas de las cotas de las piezas y conjuntos no pueden determinarse con exactitud hasta el ensamblamiento total. (Figura 25.)

No queremos entrar en detalles sobre estos últimos pormenores. Esperamos que usted los haya descubierto. Nuestro anteproyecto del bloque del motor ha llegado a su fin.

En la realidad, aquí es donde comienza el estudio del prototipo. No debe olvidar que el lanzamiento al mercado de una máquina de esta clase exige mucha experiencia, cálculos y modificaciones de todo género que llevan muchos días, incluso meses, de trabajo del ingeniero o ingenieros encargados del proyecto.

Pero nuestra labor ha quedado a salvo. Si, como suponemos, ha seguido sin dificultad nuestro razonamiento y su planteamiento y desarrollo no han constituido sorpresa alguna para usted, ya puede considerarse como un verdadero delineante proyectista. Se ha transformado en «el brazo derecho del ingeniero».

Si es así, nuestra más cordial enhorabuena.

NOTA

Los planos pertenecientes al conjunto parcial CILINDROS-CARTER, así como los planos de las protecciones para el volante y ruedas dentadas, son los que figuran en las últimas páginas de este libro.

Sección C-D

20 divisiones de 7 = 140 mm

Sección A-B

Material fundición Gris — 2 piezas

E. 1:1	CILINDRO	CC-1

Fig. 26

Sección B-B

9 div de 7mm = 63

Sección A-A

G 1/4 para bujía

Vista por D

Sección C-C

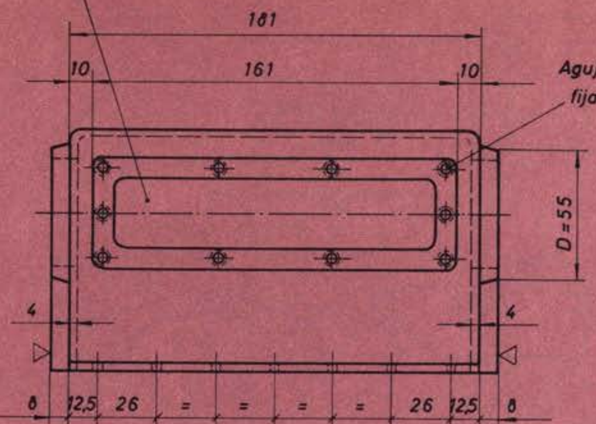
Refrentado a Ø16

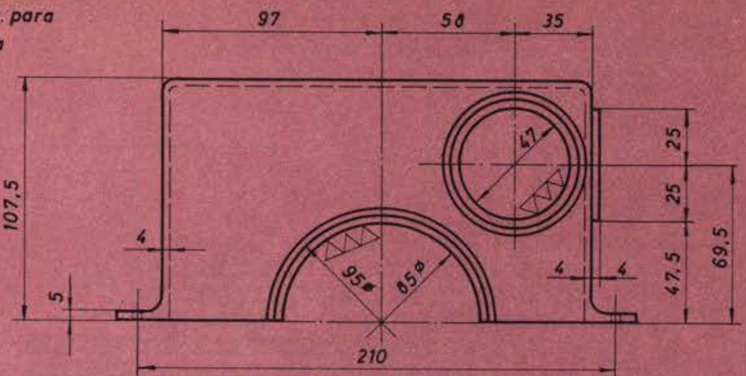
Material fundición Gris

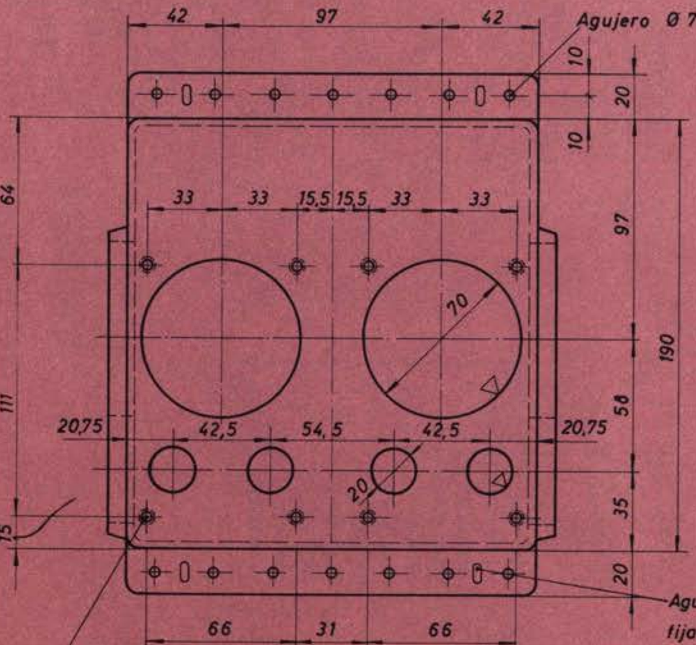
2 piezas

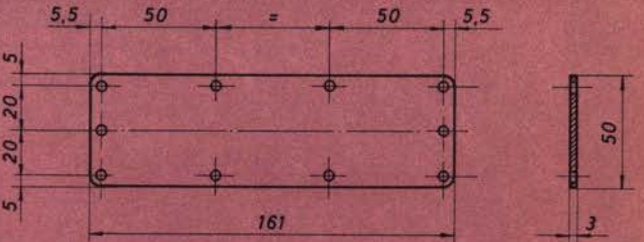
E. 1:1	CULATA	CC-3

Fig. 27









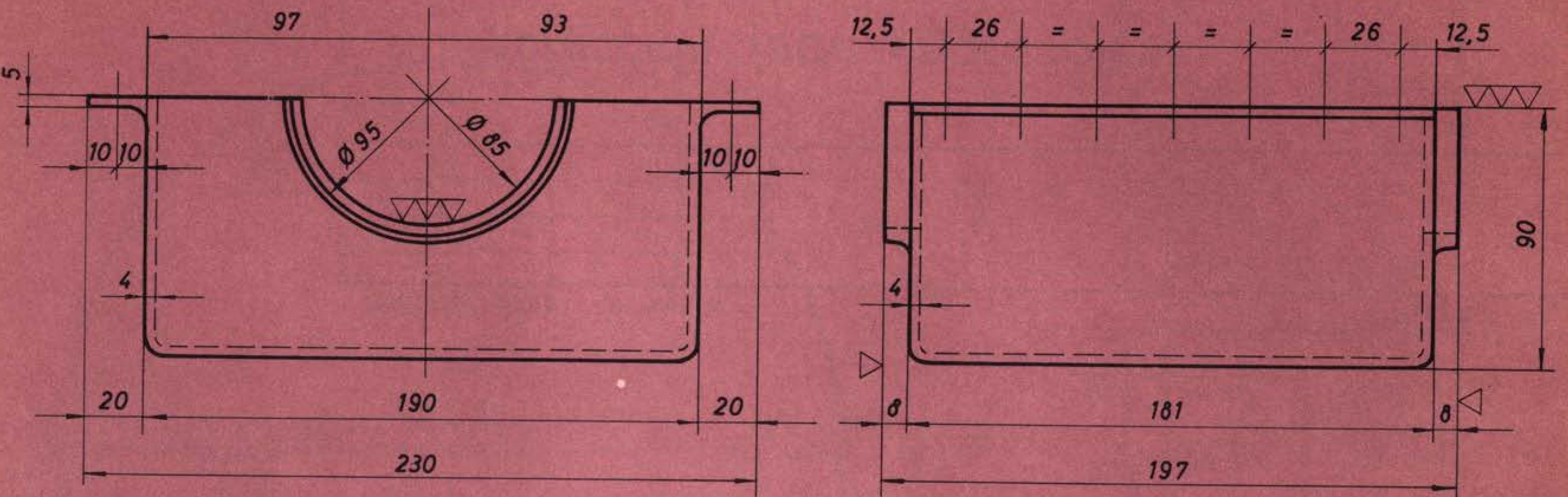
Tapa del orificio inspección árbol de levas

Material fundicion gris

1 Pieza

		AFHA
E. 1:2	CARTER SUPERIOR	CC-2
		Sustituye a
		Sustituido por

Fig. 28

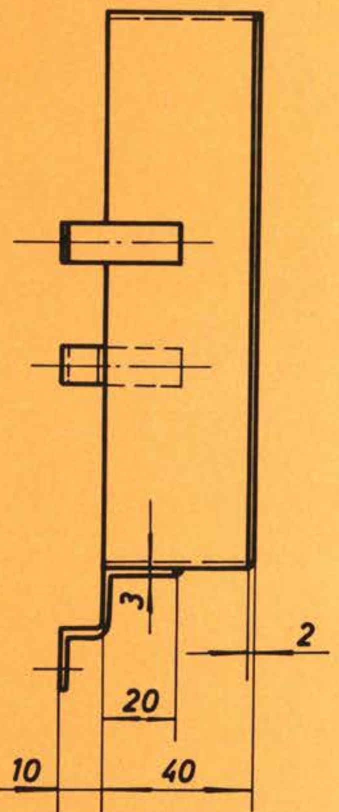


Material fundición

1 pieza

		AFHA
E. 1:2	CARTER INFERIOR	CC-2/1
		Sustituye a
		Sustituido por

Fig. 29



Material chapa de hierro

1 Pieza

E. 1:2	Protección lado engranajes	CC-2/2

Fig. 30

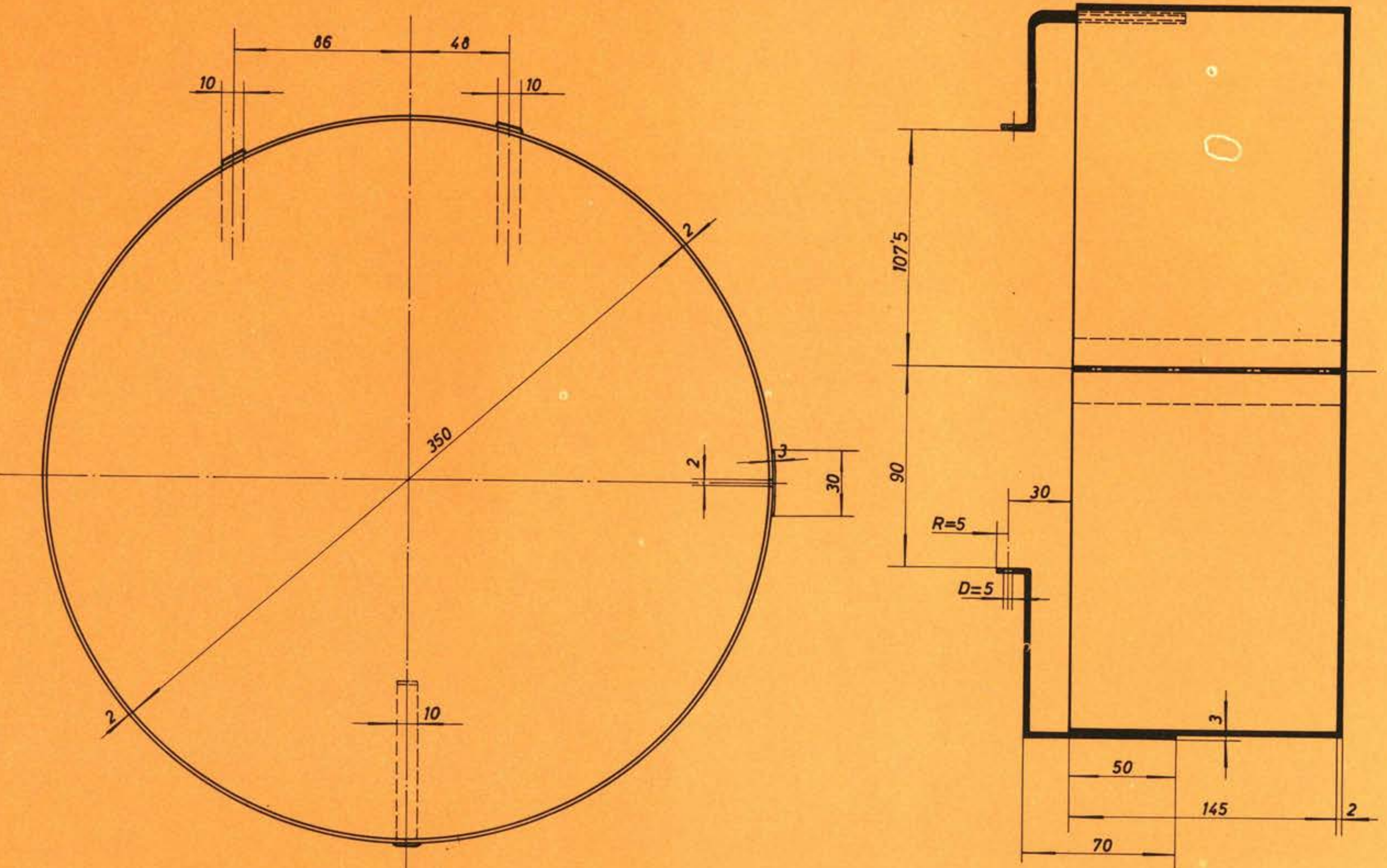
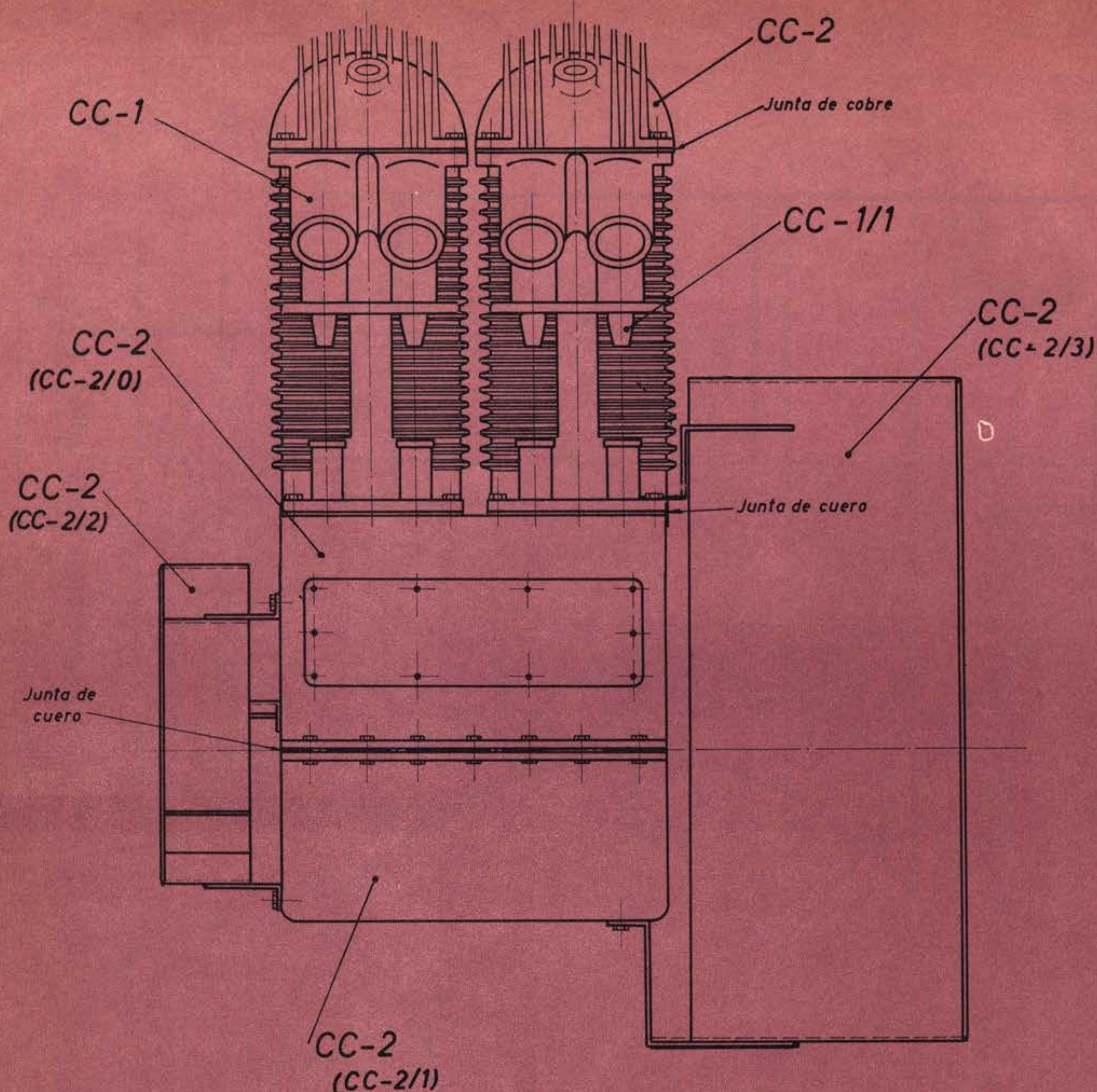

86
48
10
10
350
2
2
2
3
30
10
107'5
90
30
R=5
D=5
3
50
145
2
70
Material chapa de hierro
1 Pieza
E.
1:2
Protección lado volante
CC-2/3

Fig. 31



1	Protección lado engranajes	CC-2	Chapa de hierro		
1	Protección lado volante	CC-2	Chapa de hierro		
2	Culata	CC-2	Fundición gris		
1	Cárter inferior	CC-2	Fundición gris		
1	Cárter superior	CC-2	Fundición gris		
4	Camisa	CC1/1	Bronce		
2	Cilíndro	CC-1	Fundición gris		

E. 1:2	CONJUNTO PARCIAL CILINDROS, CARTER	CC

Fig. 32

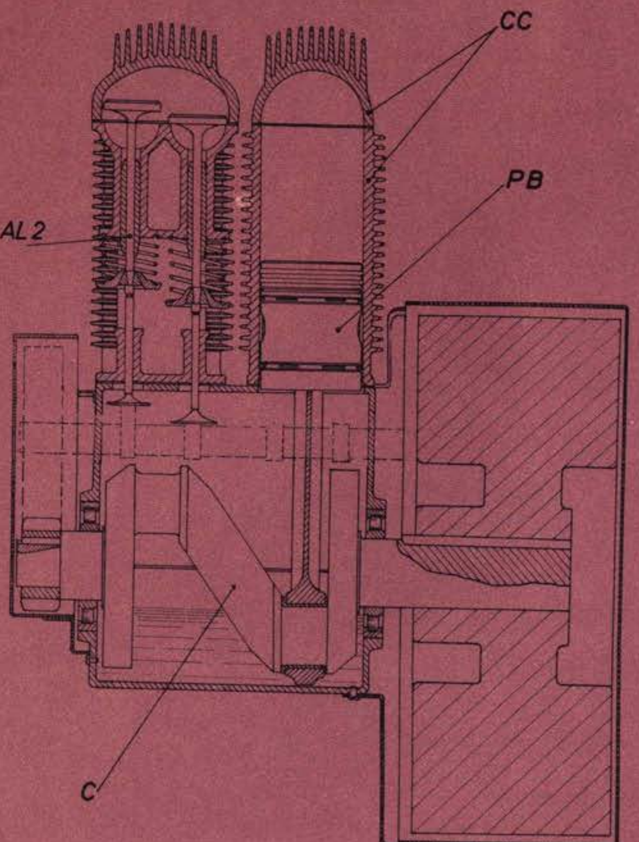
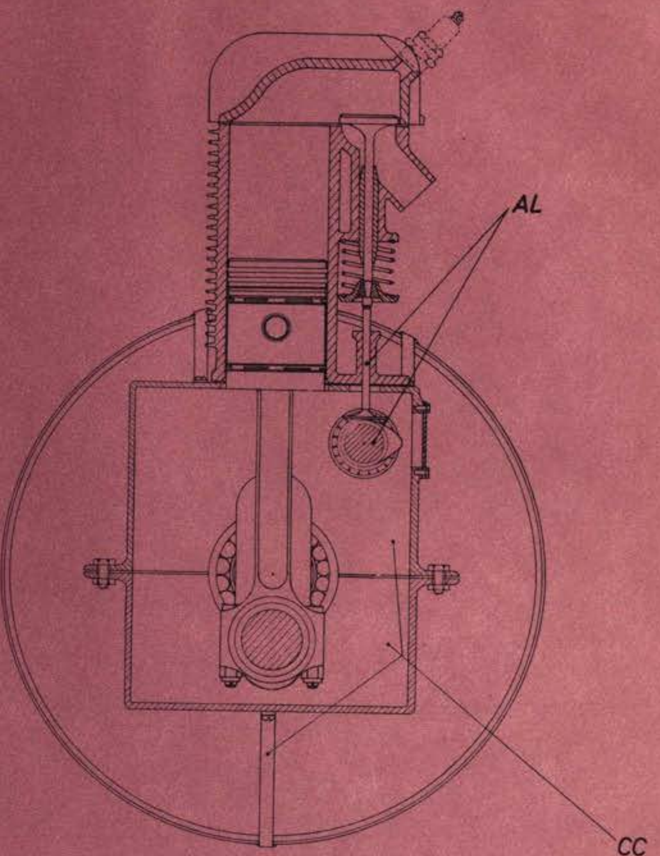


Fig. 33



	Válvula	AL2
	Arbol de levas	AL
	Embolo - biela	PB
	Cilindros - cárter (conjunto parcial)	CC
	Cigüeñal (conjunto parcial)	C

E. 1:2	MOTOR DE 4 TIEMPOS 10 HP. 2 CILINDROS	PLANO DE CONJUNTO


Traslatio Sedis


Traslatio Sedis
EXPOSICIÓN
CONMEMORATIVA
750 ANIVERSARIO
CATEDRAL DE CÁDIZ
JUN-DIC 2018
COMMEMORATIVE
EXHIBITION
750 ANNIVERSARY
CADIZ CATHEDRAL
JUN-DEC 2018












1812
CONSTITUCION




A LAS
CORTES DE CADIZ
LOS ESPAÑOLES
EN HONOR DE
PEREZ DE CASTRO OLMEDO GALLEGO LUJAN
MUÑOZ TORRERO
1912
1812–1912
CONGREGACION DEL ORATORIO
Y
SAN FELIPE NERI
A LAS
CORTES DE CADIZ










Imaginarium
Imaginarium
Imaginarium
friends!












EPTO
AJES


NUMERO 9 DUPLICADO.


Coca-Cola